



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

ULB

Untersuchung der dieselmotorischen Wirkkette in Hochdruckeinspritzkammern und Verbrennungsmotoren

von Koerber, Valerie

(2020)

DOI (TUprints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00011811>

Lizenz:



CC-BY-SA 4.0 International - Creative Commons, Attribution Share-alike

Publikationstyp: Ph.D. Thesis

Fachbereich: 16 Department of Mechanical Engineering

Quelle des Originals: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/11811>

Untersuchung der dieselmotorischen Wirkkette in Hochdruckeinspritzkammern und Verbrennungsmotoren

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation von Valerie von Koerber aus Bad Säckingen
Tag der Einreichung: 28.02.2020, Tag der Prüfung: 05.05.2020
Darmstadt — D 17

1. Gutachten: Prof. Dr. Christian Hasse
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Michael Wensing



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Institut für Simulation reaktiver
Thermo-Fluid Systeme (STFS)
Fachbereich Maschinenbau

Untersuchung der dieselmotorischen Wirkkette in Hochdruckeinspritzkammern und Verbrennungsmotoren

Genehmigte Dissertation von Valerie von Koerber aus Bad Säckingen

1. Gutachten: Prof. Dr. Christian Hasse
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Michael Wensing

Tag der Einreichung: 28.02.2020

Tag der Prüfung: 05.05.2020

Veröffentlicht unter CC BY-SA 4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/>

Darmstadt — D 17

Erklärung zur Dissertation

Hiermit versichere ich, Valerie von Koerber, die vorliegende Dissertation gemäß §22 Abs. 7 APB der TU Darmstadt ohne Hilfe Dritter und nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht worden. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen. Mir ist bekannt, dass im Falle eines Plagiats (§38 Abs.2 APB) ein Täuschungsversuch vorliegt, der dazu führt, dass die Arbeit mit 5,0 bewertet und damit ein Prüfungsversuch verbraucht wird. Abschlussarbeiten dürfen nur einmal wiederholt werden. Bei der abgegebenen Thesis stimmen die schriftliche und die zur Archivierung eingereichte elektronische Fassung gemäß §23 Abs. 7 APB überein. Bei einer Thesis des Fachbereichs Architektur entspricht die eingereichte elektronische Fassung dem vorgestellten Modell und den vorgelegten Plänen.

Darmstadt, den 25. Mai 2020

(Valerie von Koerber)



Inhaltsverzeichnis

1	Nomenklatur	3
2	Einleitung	7
3	Grundlagen und Stand der Technik und Wissenschaft	11
3.1	Dieselmotorische Verbrennung und Emissionen	11
3.2	Flamelet-Modell	14
3.2.1	Gegenstrom Diffusionsflamme	16
3.2.2	Representative Interactive Flamelet (RIF)	17
3.2.3	Flamelet-Fortschrittsvariablen-Ansatz (FPVA)	17
3.2.4	Tabellierte Ansätze	18
3.2.5	Alternative Ansätze	19
3.2.6	Anwendungsfall Dieselmotor	19
4	Setup des Brennkammer Experiments	21
4.1	Versuchsaufbau	21
4.2	Auswertemethodik	22
4.3	Abgleich mit ECN Referenzmessungen	26
4.4	Versuchsplan	31
5	Setup der Simulation	33
5.1	Brennkammer: Gemischbildung, Zündung und Verbrennung	33
5.1.1	3D CFD - AVL FIRE	33
5.1.2	Spray Initialisierung	34
5.1.3	TABKIN FGM	35
	Tabellenerstellung mit TABKIN	35
	Kopplung mit FIRE	37
	Studie zum Aufbau der Tabelle	38
5.1.4	Auswertemethodik	41
5.2	Motor: Verbrauch und Schadstoffbildung	46
5.2.1	3D CFD - AVL FIRE	47
5.2.2	Anfangs- und Randbedingungen	48
5.2.3	Tabellierung der Chemie	49
5.2.4	Auswertemethodik	49
6	Ergebnisse	51
6.1	Brennkammer - Gemischbildung, Zündung und Verbrennung	51
6.1.1	Kammerbedingungen und Initialisierung - n-Dodekan Einfacheinspritzungen	52
	Flüssige Eindringtiefe (LP)	52
	Dampfeindringtiefe (VP)	54
	Zündverzug (ID)	55
	Flammenabhebehöhe (LOL)	59
	Fazit Kammerbedingungen und Initialisierung	63
6.1.2	Kraftstoff - n-Dodekan vs. Diesel Einfacheinspritzungen	64
	Flüssige Eindringtiefe (LP) und Dampfeindringtiefe (VP)	64

	Zündverzug (ID) und Flammenabhebehöhe (LoL) im Experiment	65
	Zündverzug (ID) in der Simulation	66
	Flammenabhebehöhe (LoL) in der Simulation	69
	Fazit Kraftstoffeinfluss	73
6.1.3	Dauer der Einspritzung	74
	Flüssige Eindringtiefe (LP) und Dampfeindringtiefe (VP)	74
	Zündverzug (ID) und Flammenabhebehöhe (LoL)	74
	Fazit Dauer der Einspritzung	79
6.1.4	Erste Einspritzung vs. zweite und dritte Einspritzung - Mehrfacheinspritzungen .	79
	Flüssige Eindringtiefe (LP) und Dampfeindringtiefe (VP) inert	80
	Flüssige Eindringtiefe (LP) und Dampfeindringtiefe (VP) reaktiv	80
	Zündverzug (ID) und Flammenabhebehöhe (LoL)	82
	Fazit erste vs. zweite und dritte Einspritzung	91
6.1.5	Fazit Brennkammer	91
	Methodik	91
	Validierung der Simulation	92
	Ausblick Motor	93
6.2	Motor - Verbrauch und Schadstoffe	96
6.2.1	Einspritzmenge - Mitteldruck - Verbrauch	96
6.2.2	Schadstoffe	101
6.2.3	Fazit und Ausblick	104
7	Zusammenfassung, Fazit und Ausblick	107



1 Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

A	Fläche	m^2
C	(Flamme-)Fortschrittsvariable	—
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$J/(kgK)$
c_v	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	$J/(kgK)$
D	Diffusionskoeffizient	—
D	Durchmesser	m
d	Differentialoperator	—
f	Frequenz	Hz
FTP	Flammenspitzen Eindringtiefe	m
h	spezifische Enthalpie	J/kg
I	(Pixel-)Helligkeits Intensität	—
ID	Zündverzug	s
LP	flüssige Eindringtiefe	m
LOL	Flammenabhebehöhe	m
M	Molekulargewicht	g/mol
m	Masse	kg
N	Drehzahl	$1/min$
P	Wahrscheinlichkeitsdichte	—
p	Druck	$bar = 10^5 Pa$
p_{Rail}	Raildruck	$bar = 10^5 Pa$
p_{mi}	Mitteldruck	$bar = 10^5 Pa$
PV	(Flammen-)Fortschrittsvariable	—
PV_{SCR}	Quellterm der (Flammen-)Fortschrittsvariable	—
R	spezifische Gaskonstante = \Re/M	$J/(kgK)$
\Re	universelle Gaskonstante	$[8.314]kJ/(kgK)$
s	spezifische Entropie	J/K
SPV	zweite (Flammen-)Fortschrittsvariable	—
T	Temperatur	$K, ^\circ C$
T_0	Frischgastemperatur	$K, ^\circ C$
T_0	virtuelle Frischgastemperatur	$K, ^\circ C$
t	Zeit	s
t_E	Einspritzdauer	s
t_p	Pausenzeit zwischen Einspritzungen	s
u	Geschwindigkeit	m/s
V	Volumen	m^3
ν	spezifisches Volumen	$[kg]m^3$
VP	Dampfeindringtiefe	m
x, y, z	Länge, Koordinate	m
Z	Mischungsbruch	—
$Z2$	Mischungsbruchsbruchvarianz	—

Griechische Zeichen

α	thermische Diffusivität	m^2/s
Δ	Differenzialoperator	—
η	dynamische Viskosität	$kg/(ms)$
θ	Sprayöffnungswinkel	$rad, deg, ^\circ$
λ	Wellenlänge	nm
ν	kinematische Viskosität	m^2/s
ν	Stöchiometriekoeffizient	—
ρ	Dichte	kg/m^3
σ	Oberflächenspannung	N/m
τ	Flammenzeit	s
Φ	äquivalenzverhältnis	—
χ	skalare Dissipationsrate	$1/s$
Ψ	Flammenvariable	—
$\dot{\omega}$	Quellterm	$1/s$

Indizes

0	Anfangsbedingung
1	erste Einspritzung
2	zweite Einspritzung
3	dritte Einspritzung
<i>blau</i>	blaues Verbrennungsleuchten
<i>bg</i>	Hintergrund
<i>d</i>	Diesel
<i>ECN</i>	Referenzmessung Engine Combustion Network
<i>exp</i>	experimentell
<i>grün</i>	grünes Verbrennungsleuchten
<i>i, j, k, n</i>	index
<i>max</i>	maximal
<i>min</i>	minimal
<i>mono</i>	monochrom Kamera
<i>nd</i>	n-Dodekan
<i>pbff</i>	Sprayinitialisierung mit Toolkette und Fabian Fischer Primärzerfallsmodell
<i>rate</i>	Sprayinitialisierung mit Trapezrate
<i>reference</i>	Referenzmessung
<i>st</i>	stöchiometrisch

Abkürzungen

1D	eindimensional
2D	zweidimensional
3D	dreidimensional
AGR	Abgasrückführrate
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPU	Central Processing Unit
GT	GT-Power von Gamma Technologies

ECFM-3Z	3-Zone Extended Coherent Flamelet Model
ECN	Engine Combustion Network
ERC	Engine Research Center
FGM	Flamelet Generated Manifold
FPI	Flamelet Prolongated ILDM
FPVA	Flamelet Fortschrittsvariablen Ansatz
fps	frames per second
FTP	Fammenspitzen Eindringtiefe
PDF	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion
PKW	Personenkraftwagen
PSR	Perfectly Stirred Reactor
HRR	Wärmefreisetzungsrate
ID	Zündverzögerung
ILDM	Intrinsic Low Dimensional Manifold
ISAT	In Situ Adaptive Tabulation
L25	niedrige Drehzahl bei niedriger Last
L100	niedrige Drehzahl bei hoher Last
LES	Large Eddy Simulation
LLNL	Lawrence Livermore National Laboratories
LOL	Flammenabhebehöhe
LP	flüssige Eindringtiefe
M50	mittlere Drehzahl bei mittlerer Last
M100	mittlere Drehzahl bei hoher Last
MI	Haupteinspritzung
mRIF	multiple RIF
PiI	Piloteinspritzung, Voreinspritzung
PoI	Nacheinspritzung
REDIM	Reaction Diffusion Manifold
R25	hohe Drehzahl bei niedriger Last
R100	hohe Drehzahl bei hoher Last
RIF	Representative Interactive Flamelet
VF	unverbrannter Kraftstoff
VP	Dampfeindringtiefe

Dimensionslose Kennzahlen

Le	Lewis Zahl	$Le = Sc/Pr$
Pr	Prandtl Zahl	$Pr = \nu/\alpha$
Re	Reynolds Zahl	$Re = uD/\nu$
Sc	Schmidt Zahl	$Sc = \nu/D$
We	Weber Zahl	$We = \rho u^2 D/\sigma$



2 Einleitung

Der Dieselmotor ist heute sowohl in Nutzfahrzeugen als auch in PKW auf der ganzen Welt verbreitet. Zu seinen Vorteilen gehören die vergleichsweise niedrigen Kohlendioxid (CO_2) Emissionen, die hohe Leistungsdichte und vor allem die Wirtschaftlichkeit durch den niedrigen Verbrauch. In Zukunft wird es eine deutlich größere Variantenvielfalt der Antriebsarten geben. Der Dieselmotor wird jedoch insbesondere im Nutzfahrzeuggestrich weiterhin eine Rolle spielen.

Angesichts zukünftiger Emissionsgesetzgebung und dem Klimawandel wird die weitere Optimierung des Brennverfahrens, wie zum Beispiel die gleichzeitige Senkung von Emissionen und Verbrauch bei erhöhter Fahrdynamik und reduziertem Geräusch zur immer komplexer werdenden Aufgabe. Eine Schlüsselrolle in dieser Optimierungsaufgabe kommt dabei dem Zielkonflikt zwischen Stickoxid- (NO_x -) auf der einen und Rußemissionen und Verbrauch auf der anderen Seite zu. Aktuelle Brennverfahren benötigen eine intensive Abgasnachbehandlung, um unterhalb der gesetzlichen Emissionsgrenzwerte zu bleiben. Dies führt zu zusätzlichen Kosten, zu höherem Verbrauch und dadurch auch zu einem erhöhten CO_2 -Ausstoß. Dieser Zielkonflikt wird sich durch künftige Abgasgesetzgebung, eine größere Kraftstoffvielfalt durch den Einsatz von alternativen Kraftstoffen und die zusätzliche Forderung nach der Senkung von HC- und CO-Emissionen, weiter verstärken.

Bei der Beherrschung dieses Zielkonflikts wird der Reduktion der Rohemissionen eine großes Optimierungspotential zugeschrieben, das bisher noch nicht ausgeschöpft wurde. Der Schlüssel zur Reduktion der Rohemissionen sind Methoden, die die Wirkzusammenhänge zwischen dem Design von Einspritzsystem und Motor und den Rohemissionen berücksichtigen und nutzbar machen. Dadurch kommt die Brennverfahrensentwicklung mit ihren aktuell verfügbaren Werkzeugen und Methoden absehbar an ihre Grenzen. Auf Grund der großen Variantenvielfalt und Komplexität dieser Optimierungsaufgabe bieten sich computergestützte Simulationsmethoden zur Lösung an. Diese Simulationsmethode muss in der Lage sein, die verschiedenen involvierten physikalischen und chemischen Prozesse, von der Injektorhydraulik über die Düseninnenströmung, die Zerstäubung und die Gemischbildung bis zur Zündung, Verbrennung und Emissionsentstehung (Abb. 2.1) abzubilden. Die aktuell industriell verfügbaren Simulationsmethoden sind jedoch nicht genau genug, um diese Wirkzusammenhänge wiederzugeben oder vorhersagen zu können.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, mit einer durchgängigen Simulationsmethode, die die Wirkzusammenhänge entlang der beteiligten Prozesse abbildet, Designvorgaben an das Einspritzsystem ableitbar zu machen und damit einen Beitrag zur Weiterentwicklung von Brennverfahren und zur Beherrschung des Zielkonflikts zu leisten. Entscheidend dafür ist vor allem die Genauigkeit der Methode aber auf Grund der großen Variantenvielfalt auch die Geschwindigkeit und damit eine möglichst hohe Automatisierbarkeit.

Die Entwicklung der Simulationsmethode baut auf einer bestehenden Toolkette (Abb. 5.17) auf, die in verschiedenen Arbeiten (z.B. [53, 9, 8, 23, 22]) entwickelte wurde, auf Grund ihrer Rechenzeiteffizienz auch industriell genutzt werden kann und bereits eine hohe Güte in der Abbildung der Wirkzusammenhänge von Injektorhydraulik, Düseninnenströmung, Spray- und Gemischbildung besitzt: Die simulierten flüssigen und dampfförmigen Eindringtiefen entsprechen für unterschiedliche Injektoreigenschaften und Betriebsstrategien auch ohne die Anpassung von Parametern den experimentellen Werten. Im Gegensatz dazu liegt für die Simulation von Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung derzeit kein ausreichend genaues und anhand von experimentellen Daten bewertetes Modell vor.

Für die Genauigkeit der gesamten Toolkette, ist das schwächste Element ausschlaggebend. Der Fokus dieser Arbeit liegt daher auf der Simulation von Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung in Verbindung mit der bestehenden Toolkette, die die Wirkzusammenhänge von der Injektorhydraulik bis zur Spraybildung beschreibt. Dafür muss zunächst ein geeignetes Verbrennungsmodell identifiziert, in die Toolkette integriert und anschließend anhand von Brennkammer- und Motorversuchen validiert werden.

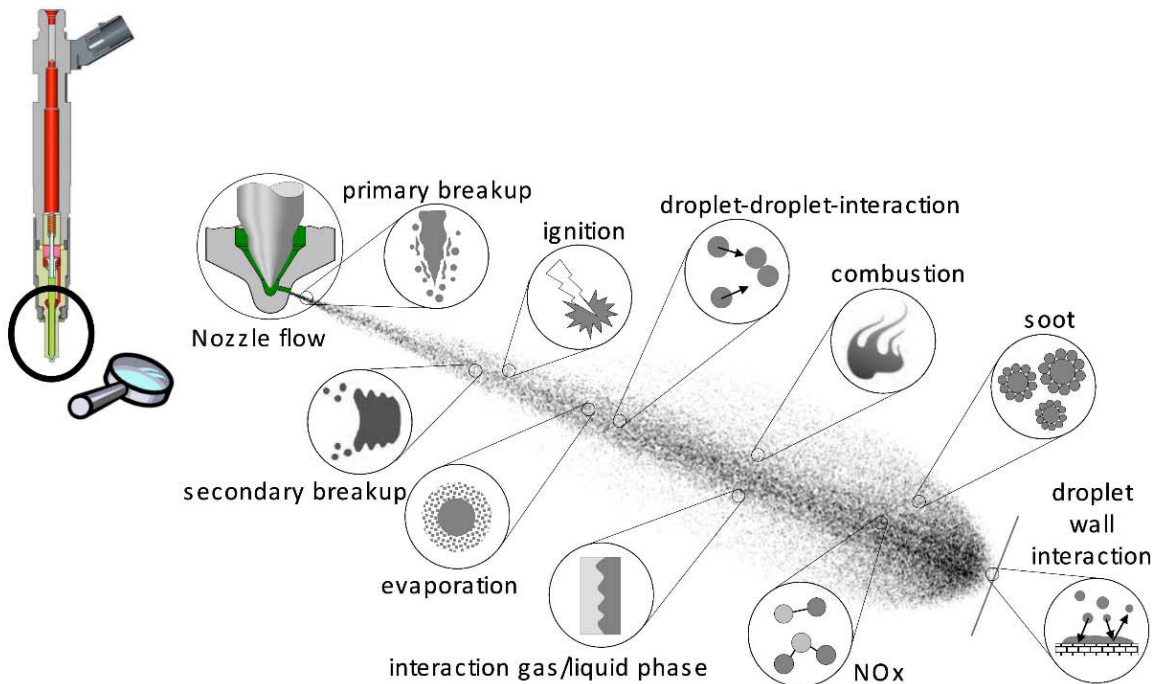


Abbildung 2.1: Physikalische und chemische Prozesse bei der dieselmotorischen Verbrennung (Quelle der Einzelbilder: Bosch)

Frühere Motorsimulationen mit Flamelet-Ansatz, ECFM3Z, ergaben gute Ergebnisse für die Zündung, zeigten aber im Ausbrand ausgeprägte Schwächen. Durch den Einsatz von detaillierter Chemie konnte der von der Reaktionskinetik dominierte Ausbrand verbessert werden. Die detaillierte Chemie berücksichtigt keinerlei Flammenstruktur und hat damit ansatzbedingte Schwächen bei der Zündung und anderen Vorgängen, bei denen die Turbulenz-Chemie-Interaktion eine entscheidende Rolle spielt. Im Abgleich mit experimentellen Daten zeigte sich diese Schwäche sich insbesondere in stark mischungsdominierten Fällen.

Heutzutage ist weitgehend anerkannt, dass für eine angemessene Modellierung von Selbstzündung, Flammenentwicklung, Stickoxid- und Rußemissionen die Berücksichtigung detaillierter komplexer Chemie [52, 11, 21] und die Berücksichtigung der Turbulenz-Chemie Interaktion [13, 40] erforderlich sind. Der Grundansatz sollte sein, die Flammenstruktur abzubilden [27, 26, 25]. Die sogenannten Flamelet-Ansätze berücksichtigen die Flammenstruktur. Sie entkoppelt die Chemie von der Strömungsdynamik. Der chemische Quellterm wird dann entweder mit einem integrierten Flamelet-Löser für die Reaktionskinetik oder durch vortabellierte Lösungen eingebracht. Für Optimierungsaufgaben mit vielen Einzelrechnungen eignen sich vortabellierte Ansätze besonders gut, da sie gegenüber den integrierten Lösern besonders für sehr große Reaktionsmechanismen sehr rechenzeiteffizient sind.

Im Flamelet Generated Manifold (FGM) Ansatz wird die Reaktionschemie vortabelliert. Während der CFD-Simulation werden der chemische Quellterm, die Fortschrittsvariable und die Spezieskonzentrationen mithilfe von Look-Up Parametern aus der Tabelle ausgelesen. In dieser Arbeit wird der TABKIN FGM-Ansatz der Firma Dacolt gewählt, der an den auch in der bestehenden Spray-Toolkette verwendeten 3D-CFD Strömungslöser FIRE der AVL List GmbH gekoppelt ist. Für die Tabellierung sind in der aktuellen Implementierung bisher nur perfekt vorgemischte Reaktoren (PSR - Perfectly Stirred Reactor) verfügbar. Künftig soll auch eine Tabellierung von laminaren Diffusionsflammen implementiert werden. Damit wäre auch die Bewertung der in dieser Arbeit gemachten Vereinfachung der Tabellierung mit homogenen Reaktoren möglich.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Bewertung der Simulationsqualität. Für die Qualitätsbewertung der Zündungs- und Verbrennungssimulation unabhängig von motorspezifischen Einflüssen, werden Brennkammersimulation mit entsprechenden experimentellen Ergebnissen verglichen. Es werden verschiedene Kraftstoffe (n-Dodekan und Diesel), Einzel- und Mehrfacheinspritzungen untersucht. Diese Ergebnisse werden aus optischen Brennkammerversuchen gewonnen, die im Rahmen dieser Arbeit konzipiert und durchgeführt werden und auf das SprayB des Engine Combustion Network (ECN) [29, 30, 38] aufbauen. Zusätzlich werden erste Motorsimulationen mit bereits verfügbaren Messdaten verglichen, und die Qualität der Simulationsmethode hinsichtlich der Vorhersage von Emissionen und Verbrauch zu beurteilen. Dabei werden Lastpunkte aus dem gesamten Kennfeld, verschiedene Abgasrückführaten und Einspritzmuster untersucht. Die Arbeit gliedert sich in vier Hauptbestandteile: als erstes ein Überblick und über Grundlagen und eine Einordnung in den Stand der Technik (Kapitel 3), als zweites die Konzeptionierung, Durchführung, Auswertung und Validierung der Brennkammerversuche (Kapitel 4), als drittes die Integration, Durchführung und Auswertungsmethodik der Brennkammer- (Kapitel 5.1) und Motorsimulationen (Kapitel 5.2) und als viertes die Bewertung der Brennkammer- (Kapitel 6.1) und Motorsimulationen (Kapitel 6.2). Abschließend werden die wichtigsten Erkenntnisse noch einmal zusammengefasst und ein Ausblick darauf gegeben wie die entwickelte Simulationsmethodik in Zukunft zur Weiterentwicklung von Brennverfahren und damit zur Beherrschung des Zielkonfliktes beitragen kann (Kapitel 7).



3 Grundlagen und Stand der Technik und Wissenschaft

In diesem Kapitel wird ein Einblick in die in dieser Arbeit behandelten Themenfelder gegeben und auf weiterführende Ausführungen verwiesen. Im Vordergrund der Arbeit steht die Validierung der Verbrennungssimulation. Aus diesem Grund wird in Unterkapitel 3.1 ausführlicher auf verschiedene Methoden zur Verbrennungsmodellierung eingegangen. Wie das Experiment und die Simulation im konkreten Fall aufgesetzt werden, wird in den Kapiteln 4 und 5 erläutert.

3.1 Dieselmotorische Verbrennung und Emissionen

In Dieselmotoren wird flüssiger Kraftstoff unter sehr hohen Drücken in die stark verdichtete Gasphase in den Brennraum eingespritzt. Dabei nutzt der Dieselmotor die Selbstzündung des Diesels bei hohen Drücken und Temperaturen. Durch die Verbrennung des Kraftstoffs kommt es zu einer Druckerhöhung im Brennraum, wodurch der Motorkolben bewegt und die für den Antrieb des Fahrzeugs nötige Arbeit geleistet wird.

Prozess

Zunächst wird durch das Öffnen des Kolbens Luft angesaugt. Durch das folgende Schließen des Kolbens wird die angesaugte Luft verdichtet. Die Einspritzung erfolgt im Bereich der höchsten Verdichtung und bestimmt durch Menge und Zeitpunkt der Kraftstoffeinbringung die Höhe und den Zeitpunkt der Wärmefreisetzung und damit auch den Druckverlauf. Abbildung 3.1 zeigt exemplarisch die Einspritz- und Wärmefreisetzungsrate und die resultierende Druckkurve für einen Betriebspunkt mit mittlerer Last und mittlerer Drehzahl. Anhand der Einspritzrate ist zu sehen, wann wie viel Kraftstoff in den Brennraum eingebracht wird. Bei etwa 705 °KW erfolgt eine kurze Voreinspritzung. Die Haupteinspritzung erfolgt bei etwa 718 °KW, die Nacheinspritzung bei etwa 730 °KW. Die Wärmefreisetzungsrate (HRR) zeigt die aus den Einspritzungen resultierende Wärmefreisetzung. Während zwischen dem Beginn der Voreinspritzung und der zugehörigen Wärmefreisetzung einige Grad Kurbelwellenwinkel liegen, erfolgt die Wärmefreisetzung der Haupt- und Nacheinspritzung sehr schnell nach Beginn der jeweiligen Einspritzung. Der Grund hierfür ist die durch die vorangegangene Einspritzung erhöhte lokale Temperatur und der dadurch verkürzte Zündverzug. Die Druckkurve zeigt wie sich die Kolbenbewegung und die Wärmefreisetzung auf den Druck im Zylinder auswirken. Durch die Kolbenbewegung wird die Luft im Inneren des Zylinders bis zum Oberen Totpunkt (720 °KW) verdichtet und danach wieder entspannt. Die Wärmefreisetzung der kurzen Vor- und Nacheinspritzung ist anhand der Druckkurve kaum zu erkennen. Deutlich zu sehen ist jedoch die Druckerhöhung durch die Haupteinspritzung nach dem oberen Totpunkt, durch die der maximale Druck von ca. 120 bar bei etwa 730 °KW erreicht wird.

Der thermische Wirkungsgrad eines Motors ist optimal, wenn die Wärmefreisetzung möglichst kompakt bei maximaler Verdichtung, also am oberen Totpunkt, erfolgt [wirkungsgrad-warnatz]. Durch Wandwärmeeübergang und Reibungsverluste verschiebt sich der optimale Zeitpunkt jedoch um etwa 8 °KW nach hinten. Der Optimierung des Wirkungsgrads steht die Minimierung der Schadstoffbildung gegenüber.

Schadstoffbildung

Die Schadstoffbildung hängt stark von lokalen Bedingungen wie dem Kraftstoff-Luft Verhältnis (Φ), der Temperatur (T) und der Verweilzeit ab. Die Schadstoffbildungszonen werden oft in einem $\Phi-T$ Diagramm dargestellt [akahima2001]. Abbildung 3.2 zeigt ein solches $\Phi-T$ Diagramm. Die Schadstoffbildungszonen beruhen auf numerischen Simulationen für n-Heptan bei einem Druck von 60 bar und einer Verweilzeit von 2ms [31]. Zusätzlich sind Gebiete der Oxidation von Kohlenstoffmonoxid (CO) und Ruß (Soot) [2] markiert. Die violette Linie bildet die adiabate Flammentemperatur für ein Gemisch aus n-Heptan ($T = 372K$) und Luft ($T = 1000K$, $X_{O_2} = 21\%$) ab [37]. Die roten und grünen zeigen einen ungefähren Verlauf

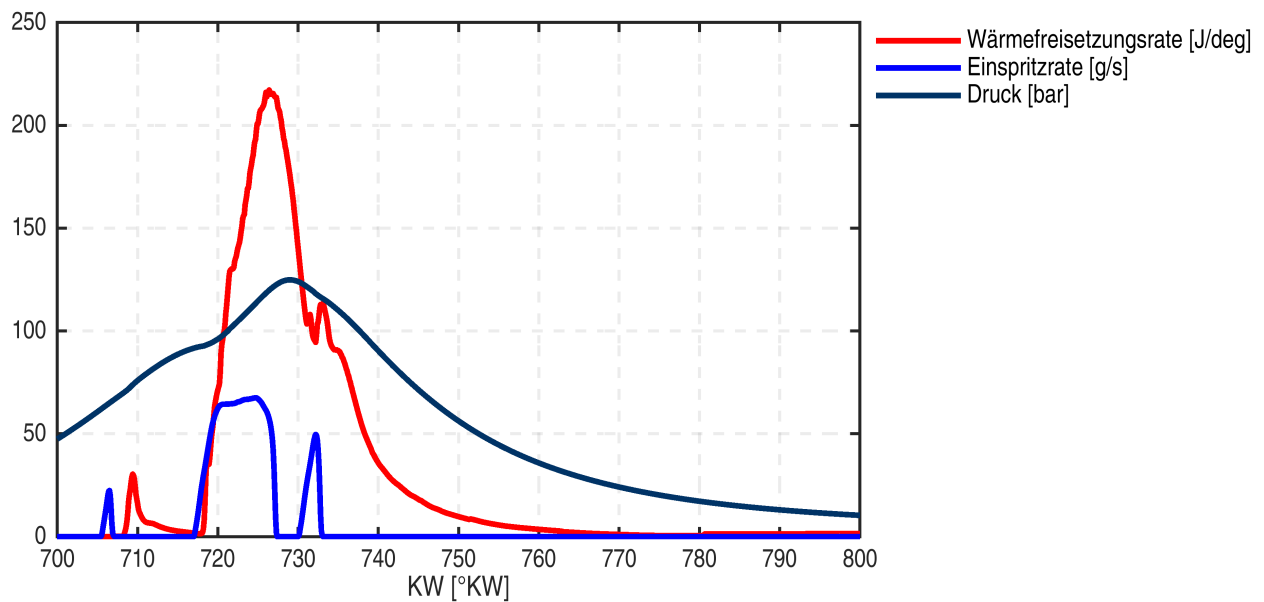


Abbildung 3.1: Einspritzrate, Wärmefreisetzungsrate und Druckverlauf über Kolbenhub

für verschiedene Motorsetups. Es ist zu erkennen, dass sich die Menge an Schadstoffemissionen je nach Motorsetup stark unterscheidet. Eine ausführliche Erklärung von Abbildung 3.2 und der verschiedenen Motorsetups findet sich in [57].

Sprayflamme

Welche Kraftstoff-Luft Verhältnisse und Temperaturen lokal auftreten hängt von der Sprayflamme als solcher ab. Mit Beginn der Einspritzung ergibt sich ein flüssiger Strahl, der in den Brennraum eindringt, in zerfällt und schließlich verdampft. Sobald sich der Kraftstoffdampf ausreichend gut mit der Umgebungsluft vermischt hat, entzünden sich die bis zu diesem Zeitpunkt bereits vorgemischte Bereiche. Anschließend bildet sich rund um die Dampfphase des Sprays eine mischungskontrollierte Diffusionsflamme aus. Abbildung 3.3 zeigt schematisch die verschiedenen Regionen in einem brennenden Dieselspray [19].

Einflussgrößen

Die Form und die Zonen in der Diffusionsflamme werden durch die Interaktion von Strahl und Gasphase bestimmt. Die Strahl- und Gasphasencharakteristiken werden durch verschiedene Einflussgrößen seitens des Motors und des Einspritzsystems bestimmt. In Tabelle 3.1 sind einige der wichtigsten Einflussgrößen aufgeführt. Die motorseitigen Einflussgrößen sind entscheidend für die Gasphase (Druck, Temperatur, Gaszusammensetzung, geometrische Randbedingung, ...). Die injektorseitigen Einflussgrößen bestimmen die Eigenschaften des Sprays (Kraftstoffmenge, Ratensteilheit, maximaler Durchfluss, Strahleigenschaften, ...). Um eine Diffusionsflamme im Motor hinsichtlich Zündung, Luftausnutzung o.Ä. zu beeinflussen, müssen daher alle diese Faktoren und deren Zusammenspiel berücksichtigt werden.

Simulation

Für eine konsistente Simulation von Wärmefreisetzungsrate und Schadstoffemissionen muss sichergestellt sein, dass die verschiedenen Einflussgrößen in Tabelle 3.1 und deren Effekt auf das Spray und dessen Verbrennung richtig berücksichtigt werden. Das Spray und dessen Verbrennung werden in 3D CFD Simulationen berechnet. Die zentrale Aufgabe zur Vorbereitung der 3D CFD ist die Übertragung der Einflussgrößen

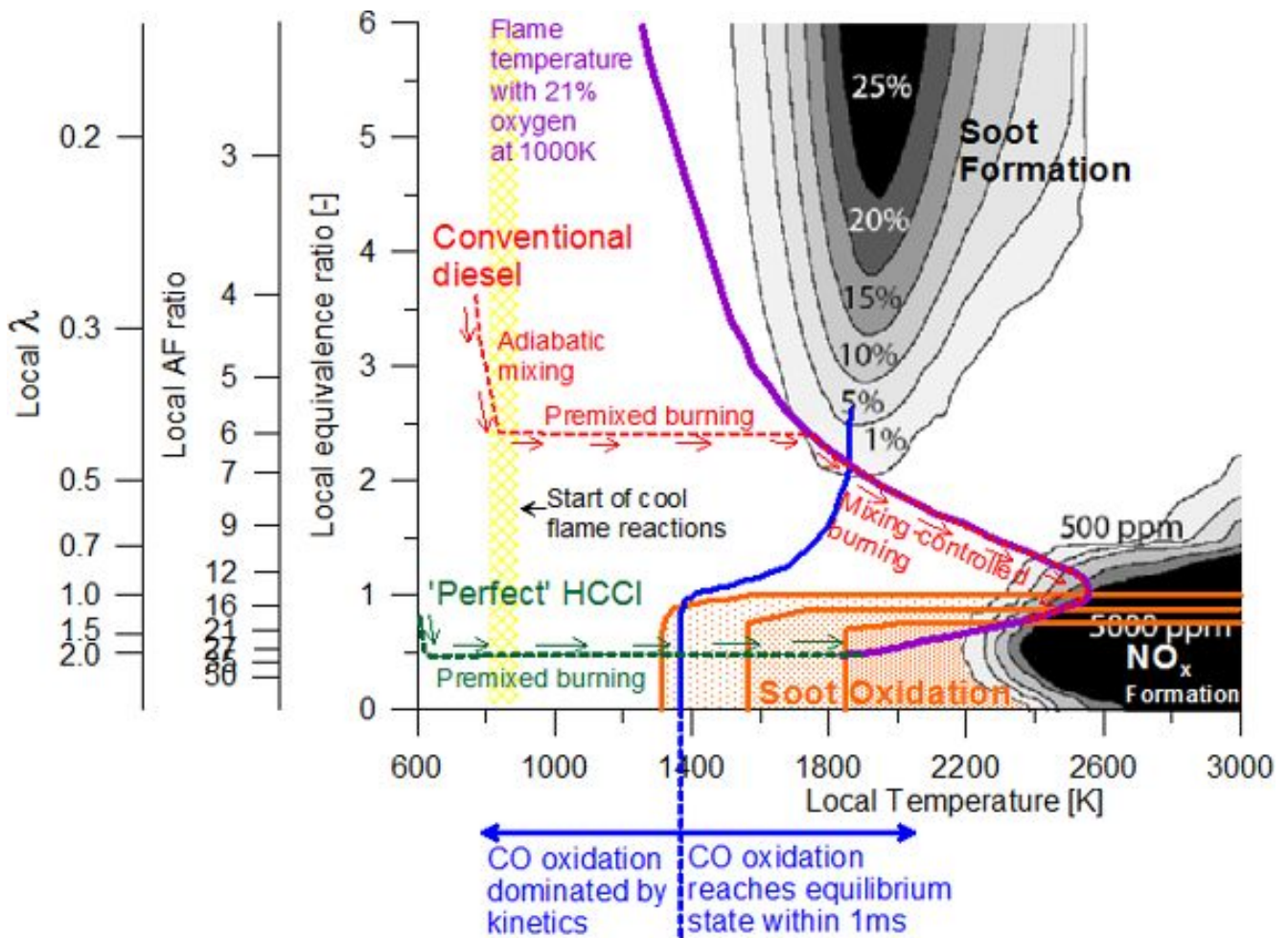


Abbildung 3.2: Schadstoffbildungszonen in Abhängigkeit von lokalem Kraftstoff-Luft Verhältnis (Φ) und lokaler Temperatur [57]

in Tabelle 3.1 auf die Anfangs- und Randbedingungen und das Gitter der 3D CFD. Eine besondere Herausforderung stellt dabei die Übertragung der injektorseitigen Einflussgrößen auf die Eigenschaften des flüssigen Kraftstoffs in der 3D CFD dar. In den meisten Fällen in der Literatur wird die Düseninnenströmungssimulation nicht in die Motorsimulation integriert, da die genaue Düsengeometrie nicht bekannt ist. Im Rahmen dieser Arbeit stehen jedoch alle benötigten Düsengeometrien zur Verfügung. Dadurch wird die Berücksichtigung der Düseninnenströmung ermöglicht. In Kapitel 5.1 wird erläutert, wie das Spray in dieser Arbeit initialisiert wird (Abb. 5.1). Zusätzlich wird gezeigt, wie die Sprayinitialisierung ohne Berücksichtigung der Düseninnenströmung möglich ist.

Die Verbrennungssimulation modelliert den Beitrag der Chemie in Interaktion mit den in der Spraysimulation berechneten Bedingungen. Sie kann also nur erfolgreich sein, wenn alle Einflussgrößen ausreichend genau auf die 3D CFD übertragen werden und die Spraysimulation das Spray richtig abbildet. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Modellierung turbulenter Verbrennung. Es gibt verschiedene Ansätze zu Verbrennungsmodellierung. In dieser Arbeit wird der sogenannte Flamelet-Ansatz eingesetzt. In Kapitel 3.2 wird daher ausführlich auf den Flamelet-Ansatz im Allgemeinen, auf verschiedene Varianten, auf Alternativen und auf die Anwendung im Dieselmotor im Speziellen eingegangen.

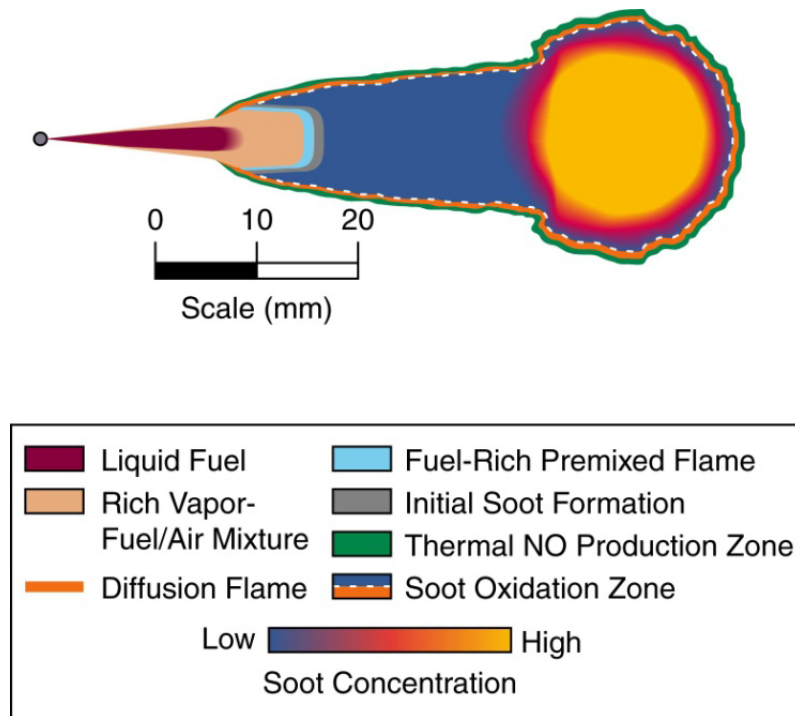


Abbildung 3.3: Schadstoffbildungszonen in Abhängigkeit von lokalem Kraftstoff-Luft Verhältnis (Φ) und lokaler Temperatur [57]

	Motor	Einspritzsystem
Eigenschaft	Verdichtungsverhältnis Muldengeometrie Drall	Verhältnis von Ablauf- und Zulaufdrossel Düsensdesign
Betriebsstrategie	Ladedruck Drehzahl Abgas Rückführtrate	Raildruck Einspritzmuster

Tabelle 3.1: Einflussgrößen auf die motorische Verbrennung

3.2 Flamelet-Modell

Das 1984 in [42] vorgestellte Konzept zur Modellierung von turbulenter Verbrennung sieht die turbulente Flamme als Ensemble einzelner laminarer Flammenelemente (Flamelets), die in die turbulenten Strömung eingebettet sind und mit ihr interagieren.

Mischungsbruch

Das Schlüsselement des Flamelet-Modells ist die Entkopplung der chemischen Struktur der Flamme vom Strömungsfeld. Die Entkopplung wird durch die Einführung des Mischungsbruchs (Z) möglich. Der Mischungsbruch stellt das Verhältnis von Brennstoffmassenstrom zu Gesamtmassenstrom dar. In der Definition von Bilger (Gl. 3.1) wird der Mischungsbruch normalisiert berechnet - $Z = 0$ auf der Oxidatorseite und $Z = 1$ auf der Kraftstoffseite.

$$Z = \frac{\nu Y_F - Y_O + Y_O^0}{\nu Y_F^0 + Y_O^0} \quad (3.1)$$

Dabei bezeichnen Y_F^0 und Y_O^0 die Kraftstoff- und Oxidatorkonzentrationen im unverbrannten Kraftstoff- und Oxidatorstrom und ν den Stöchiometriekoeffizienten. Eine alternative, generellere, häufig für den Vergleich mit experimentellen Daten verwendete Definition des Mischungsbruchs beruht auf der Massenerhaltung der chemischen Elemente während der Reaktion (Vgl. [14]).

Turbulenter Transport

Durch die Einführung des Mischungsbruchs lassen sich sämtliche reaktiven Skalare in Abhängigkeit vom Mischungsbruch bestimmen. Nimmt man an, dass sich die Verteilungen der dichtegewichteten Favremittelung des Mischungsbruchs durch Wahrscheinlichkeitsfunktionen (PDF) darstellen lassen, können lokale Spezieszusammensetzungen auch auf sub-grid Ebene abgeschätzt werden. Um das Strömungsfeld auf diese Weise beschreiben zu können, werden die Transportgleichungen für den mittleren Mischungsbruch \tilde{Z} (Gl. 3.2) und dessen Varianz \tilde{Z}''^2 (Gl. 3.3) gelöst. In Gleichung 3.3 wird dabei der Quellterm für die Verdampfung vernachlässigt. Der Index \dots_i steht dabei für die Ortsvariable und läuft von $i = 1, \dots, 3$.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{Z}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{Z}) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\bar{\rho}(D + D_t)\frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_i}\right) + \bar{\omega}_{vap} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{Z}''^2) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{Z}''^2) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\bar{\rho}(D + D_t)\frac{\partial \tilde{Z}''^2}{\partial x_i}\right) + 2\bar{\rho}D_t\left(\frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_i}\right)^2 - \bar{\rho}\tilde{\chi}_z \quad (3.3)$$

Die skalare Dissipationsrate $\tilde{\chi}_z$ wird in Abhängigkeit vom Mischungsbruch und der turbulenten Zeitskala zu

$$\tilde{\chi}_z = \frac{\epsilon}{k} \tilde{Z}''^2 \quad (3.4)$$

berechnet. Jede gemittelte Variable ($\bar{\Psi}_j$) (Speziesmassenbrüche, Temperatur, chemischer Quellterm) kann dadurch durch Gleichung 3.5 ausgedrückt werden.

$$\bar{\Psi}_j = \int_0^1 (\bar{\Psi}_j|Z)P(Z)dZ \quad (3.5)$$

Die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion P sollte laut [48] in einer weiteren Transportgleichung berechnet werden. Häufig wird jedoch eine bestimmte Form (z.B. eine Gaußverteilung oder β -Funktion) angenommen, die durch den mittleren Mischungsbruch und dessen Varianz definiert werden.

Flammenstruktur

Die Flammenstruktur kann durch die Entkopplung vom Strömungsfeld separat berechnet werden. Die turbulente Flammenstruktur wird durch ein Ensemble vieler kleiner laminarer Flämmchen - Flamelets - angenähert. Je nach Art der zu modellierenden Flamme werden die Flamelets durch unterschiedliche Flammenarten repräsentiert. Für nicht-vorgemischte Flammen werden die Flamelets meist als Gegenstromflammen modelliert. Für vorgemischte Flammen kommen vorgemischte Flamelets zum Einsatz. Analog zum Mischungsbruch bei nicht-vorgemischten Flammen ist die Fortschrittsvariable C die zentrale Variable für vorgemischte Flammen. Für homogene Reaktoren werden homogene Reaktoren, so genannte Ignition Flamelets, eingesetzt.

Die in dieser Arbeit betrachtete dieselmotorische Verbrennung ist mischungsgetrieben und damit der nicht-vorgemischten Flamme ähnlich. Der chemische Zündverzug kann unter manchen Bedingungen, beispielsweise niedrigen Brennraumtemperaturen, größer werden als der physikalische. Dadurch treten insbesondere bei der Selbstzündung und in der Nähe der Düse auch vorgemischte und teilweise vorgemischte Bereiche auf. Im Folgenden wird daher zunächst näher auf die Flamelet-Modellierung für nicht-vorgemischte Flammen eingegangen. Im Anschluss wird auf verschiedene Ansätze für die Flamelet-Modellierung speziell für die Simulation von Dieselmotoren eingegangen. Der in dieser Arbeit verwendete Ansatz wird in diesem Kapitel nur zur Einordnung genannt. In Kapitel 5 wird ausführlich auf das verwendete Simulationssetup eingegangen.

3.2.1 Gegenstrom Diffusionsflamme

Die Gegenstrom Diffusionsflamme wird häufig in Versuchen und Simulationen genutzt, da sie das einfachste Beispiel für eine 1D Diffusionsflamme ist. Sie wird daher auch als generisches Diffusions-Flamelet eingesetzt und zur Erstellung von Flamelet-Bibliotheken genutzt. Bei der Gegenstrom Diffusionsflamme trifft ein gerichteter laminarer Brennstoffstrom auf einen entgegengesetzt gerichteten Oxidatorstrom. Für mathematische Betrachtungen beschränkt man sich auf die Strömungseigenschaften entlang der Staupunkts-Stromlinie. Dabei wird die Diffusion senkrecht zur Anströmung nicht berücksichtigt. Die Gegenstrom Diffusionsflamme lässt sich dadurch mit nur einer räumlichen Koordinate beschreiben. Aus diesem 1D Problem werden die instationären Flamelet-Gleichungen, Gl. 3.6 und Gl. 3.7, abgeleitet.

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\rho \chi}{2} \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} - \sum_{i=1}^N \frac{h_i}{c_p} \dot{m}_i, \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial Y_i}{\partial \tau} = \frac{\rho \chi}{2} \frac{\partial^2 Y_i}{\partial Z^2} + \dot{m}_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (3.7)$$

Dabei steht τ für die Flammenzeit. Die skalare Dissipationsrate χ ist wie in Gleichung 3.8 definiert. Sie kann als Kehrwert der charakteristischen Zeit der Diffusion aufgefasst werden. Die wesentliche Einschränkung für diese Gleichungen ist, dass $Le = 1$ sein muss. Die Diffusivität von Wärme und Spezies wird also gleichgesetzt. Dadurch wird insbesondere in frühen Phasen der Flammenentwicklung die Diffusion der Temperatur unterschätzt, wodurch sich wiederum der Zündverzug verringert.

$$\chi = 2D \left(\frac{\partial Z}{\partial x_i} \right)^2 \quad (3.8)$$

Für ein vorgegebenes χ können die instationären Flamelet-Gleichungen gelöst werden. Für jeden Zeitpunkt ergibt sich ein eindeutiges Profil der Temperatur, oder einer Spezies in Abhängigkeit von Z . Das Ergebnis hängt deutlich von χ ab. Je größer χ wird, desto schneller fließt die Wärme aus der Reaktionszone. Da zusätzlich die Wärmefreisetzung durch die Reaktion stark abhängig von der Temperatur ist, kann bei zu großen χ bzw. zu kleinen Temperaturen ein Flammenlöschen eintreten. Für instationäre Flammen oder Strömungsfelder werden transiente Flamelets gelöst. Ein typisches Beispiel dafür ist die Flamme während des instationären Zündvorgangs im Dieselmotor. In [34] wurden erstmals transiente Flamelets eingesetzt, bei denen die lagrangesche Aufenthaltszeit \bar{t} des Flamelets genutzt wurde (Gl. 3.9), um Flammenlöschung und Wiederzündung zu simulieren.

$$\bar{t} = \int_0^x \frac{1}{\tilde{u}(x)|Z=Z_{st}} dx \quad (3.9)$$

3.2.2 Representative Interactive Flamelet (RIF)

Das in Abbildung 3.4 dargestellte Konzept der repräsentativen interaktiven Flamelets (Representative Interactive Flamelet - RIF) wurde in [43] und [46] vorgestellt. RIF ist eine Erweiterung des laminaren Flamelet-Modells. Die transienten Flamelet-Gleichungen werden in einem eigenen Löser interaktiv jeweils zwischen zwei Schritten im CFD Code gelöst. Als Ergebnis des Flamelet-Lösers ergibt sich eine neue Verteilung der Spezies Y_i im Mischungsbruchraum. Die mittleren Werte der Massenbrüche und der Enthalpie werden durch eine Wahrscheinlichkeitsdichteverteilung ($\tilde{P}(\chi, Z)$) ermittelt. Die mittlere Temperatur wird in einem iterativen Prozess durch einen Abgleich der mittleren Enthalpie berechnet (Gl. 3.10). Der RIF Ansatz ist ein in sich konsistenter und weniger fehleranfälliger Ansatz als viele andere Ansätze, da eine direkte Kopplung der CFD mit dem Flamelet-Löser besteht.

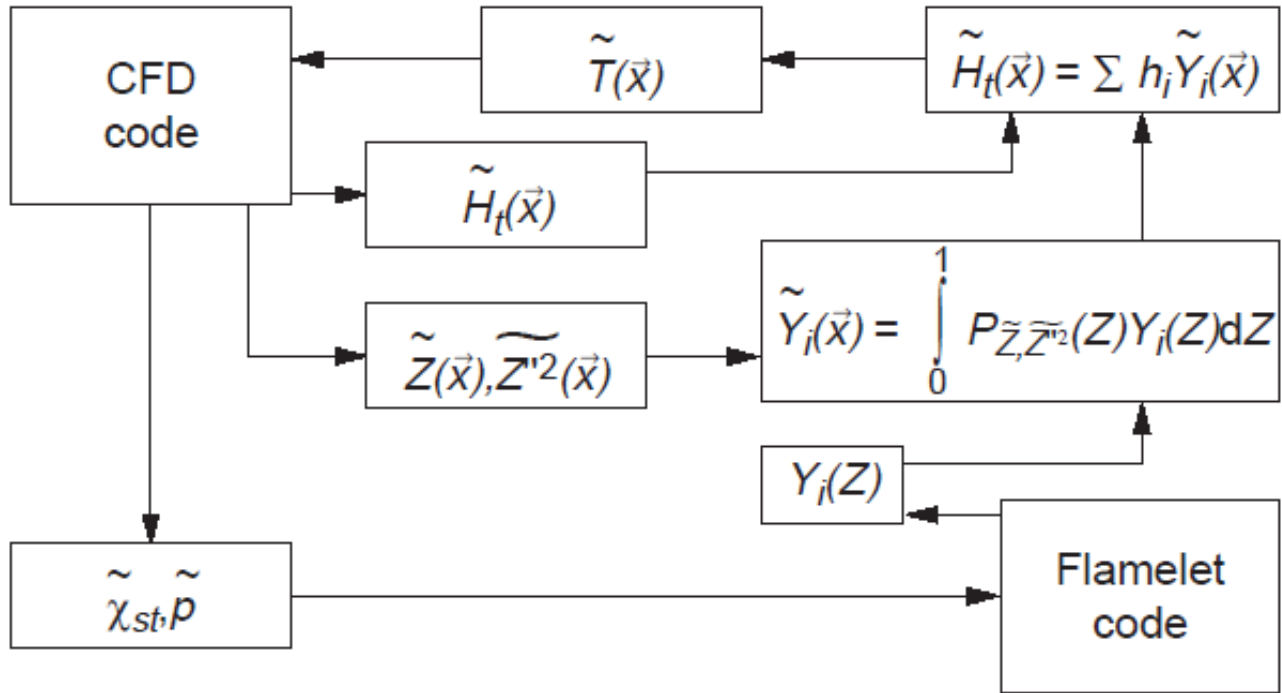


Abbildung 3.4: Schematische Darstellung des RIF Konzepts ([12])

$$\tilde{H} = \sum_{i=1}^N \tilde{Y}_i h_i(\tilde{T}) \quad (3.10)$$

3.2.3 Flamelet-Fortschrittsvariablen-Ansatz (FPVA)

Der Flamelet-Fortschrittsvariablen-Ansatz (FPVA) wurde in [45] in Kombination mit Large-Eddy Simulationen (LES) vorgeschlagen. 2005 wurde in [28] die Fähigkeit des FPVA bestätigt, die Flammenlöschung und Wiederzündung zu modellieren. Der FPVA kombiniert die Nutzung des Mischungsbruchs Z und der Fortschrittsvariable C . Während Z den Mischungszustand beschreibt, beschreibt die Fortschrittsvariable den Reaktionsfortschritt. Die Fortschrittsvariable wird vor allem verwendet, um vorgemischte Flammen zu berechnen. Im Dieselmotor kann durch die Verwendung der Fortschrittsvariable die teilweise vorgemischte Verbrennung bei der Zündung und die Bereiche fetter vorgemischter Flamme (Abb. 3.3) im Dieselspray abgebildet werden. Die Fortschrittsvariable wird meist durch eine Linearkombination

verschiedener Speziesmassenbrüche definiert, um Monotonie sicherzustellen. Sie wird meist normalisiert angegeben, sodass sie von 0 im unverbrannten Gas bis 1 im verbrannten Gas verläuft. Der FPVA kann auch als ein Modell für transiente Flamelets betrachtet werden. Die transiente Flammenentwicklung wird dann mit der Transportgleichung der Fortschrittsvariable berücksichtigt (Gl. 3.11).

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{C}}{\partial t} + \nabla \cdot (\tilde{\nu} \bar{\rho} \tilde{C}) = \nabla \cdot (\bar{\rho} D_t \nabla \tilde{C}) + \bar{\rho} \tilde{\omega}_c \quad (3.11)$$

Die mittleren Flammengrößen der CFD werden dann durch Gleichung 3.12 beschrieben.

$$\widetilde{\Psi}_j = \int_0^1 \int_0^1 \Psi_j(Z, C) \widetilde{P(Z, C)} dZ dC \quad (3.12)$$

Ein großer Vorteil des FPVA aus Modellierungssicht ist, dass die Modellierung der skalaren Dissipationsrate entfällt, die einen Schwachpunkt der Flamelet-Modellierung darstellt. Der größte Schwachpunkt des FPVA ist, dass eine schlechte Wahl der Fortschrittsvariablendefinition zu schwerwiegenden Fehlern führen kann. Der wesentliche Vorteil des FPVA ist jedoch die Möglichkeit der gleichzeitigen Modellierung von vorgemischter und nicht-vorgemischter Verbrennung.

3.2.4 Tabellierte Ansätze

Tabellierungsansätze stellen eine Möglichkeit dar, die Rechenzeit für die Simulation von reaktiven Strömungen zu reduzieren, ohne wichtige Reaktionen oder Spezies im Reaktionsmechanismus zu vernachlässigen. Dabei werden detaillierte Bibliotheken für die Flammenvariablen unter sorgfältig gewählte Bedingungen erstellt. In diesen Bibliotheken werden die thermo-chemischen Eigenschaften in Abhängigkeit einer kleinen Anzahl von Kontrollvariablen - Mischungsbruch, Temperatur, Druck, skalare Dissipationsrate und Fortschrittsvariable - gespeichert. Während der CFD-Simulation werden die vortabellierten Größen mithilfe der Kontrollparameter aus der Tabelle ausgelesen interpoliert und mit den transportierten Varianzen und angenommenen PDF für die turbulente Strömung gemittelt. Durch die Tabellierung ist es möglich, mit vergleichsweise kleinem zusätzlichem CPU-Aufwand größere state-of-the-art Reaktionsmechanismen einzusetzen.

Es gibt verschiedene bekannte Tabellierungstechniken ohne Flamelet-Ansatz wie z. B. In Situ Adaptive Tabulation (ISAT) [47], Intrinsic Low Dimensional Manifold (ILDM) [33] oder Reaction Diffusion Manifold (REDIM) [17, 15, 16], auf die hier nicht weiter eingegangen wird. Tabellierungsansätze für Flamelet-Modelle wie das Flamelet Prolongated ILDM (FPI) [24] und das Flamelet Generated Manifold (FGM) [56] nutzen die zentrale Bedeutung von Mischungsbruch, skalarer Dissipationsrate und Fortschrittsvariable für die Kontrollvariablen der Bibliotheken. FPI tabelliert (transiente) vorgemischte Flamelets. Der FGM-Ansatz bietet die Möglichkeit die laminare Verbrennung mit (transienten) vorgemischten Flamelets, (transienten) nicht-vorgemischten Flamelets oder mit homogenen Reaktoren (ignition flamelets) zu berechnen.

Tabellierte Ansätze zur Modellierung der Reaktionskinetik sind sehr effizient im Hinblick auf die CPU-Zeit. Sie wurden erfolgreich für verschiedene Flammenkonfigurationen, vor allem bei konstantem Druck, eingesetzt. Auch für die diesmotorische Verbrennung gibt es einige Beispiele, in denen tabellierte Flamelet-Modelle eingesetzt wurden. Durch die Tabellierung kommt die Tabellen Diskretisierung als mögliche Fehlerquelle in der Simulation hinzu. Es muss demnach sichergestellt werden, dass die Tabelle den richtigen Bereich abdeckt und fein genug aufgelöst ist. Für die Simulation der innermotorischen Verbrennung muss ein sehr breiter Bereich thermodynamischer Zustände abgebildet werden, wodurch auch die Tabellen größer werden und angemessene Methoden für das Datenhandling benötigt werden.

3.2.5 Alternative Ansätze

In den letzten Jahren haben sich neben den verschiedenen Flamelet-Ansätzen vor allem zwei Verbrennungsmodelle für die dieselmotorische Verbrennung etabliert: Das ECFM-3Z Modell [18, 55] und das detaillierte Chemie Modell [5]. Das ECFM-3Z Modell zeichnet sich als phänomenologisches Modell durch vergleichsweise kurze Rechenzeit auf, benötigt aber die Anpassung von Parametern. Das Modell sollte daher nicht prädiktiv eingesetzt werden. Für die detaillierte Chemie wird ein Reaktionsmechanismus gewählt, dessen Gleichungssystem in jedem Zeitschritt für die aktuellen Spezieskonzentrationen, Temperaturen und Drücke gelöst wird. Dafür muss für jede beteiligte Spezies eine zusätzliche Transportgleichung gelöst werden. Der Rechenaufwand dieser Simulationen ist sehr hoch und die Anzahl der Spezies und damit die Größe des Reaktionsmechanismus begrenzt. Ein weiterer Nachteil dieses Ansatzes ist, dass der Einfluss der Turbulenz auf die Chemie nicht berücksichtigt wird. Da die Flamelet-Modellierung sowohl die Verwendung großer Reaktionsmechanismen als auch die Berücksichtigung der Turbulenz-Chemie Interaktion erlaubt, wird in dieser Arbeit auf den Flamelet-Ansatz gewählt.

3.2.6 Anwendungsfall Dieselmotor

Der Flamelet-Ansatz wurde schon verschiedentlich für die Modellierung dieselmotorischer Verbrennung eingesetzt.

1996 wurde in [46] das RIF Modell mit einem einzelnen repräsentativen Flamelets für Dieselmotor Simulationen eingesetzt. Die Ergebnisse für Druck, Zündverzögerung und Emissionen von Stickoxid und Ruß waren annehmbar, wurden aber 1998 in [10] durch den Einsatz von mehreren repräsentativen Flamelets verbessert. Wenn mehrere Flamelets verwendet werden, wird von einem mRIF Ansatz gesprochen. Später zeigte [12, 11] mit dem gleichen Ansatz, dass ein Kraftstoffgemisch aus 70% n-Dekan und 30% α -Methylnaphthalen, bekannt als Idea-Kraftstoff, deutlich geringere Rußemissionen in der Dieselmotorverbrennung erzielt, als reines n-Dekan.

Durch die Nutzung mehrerer Flamelets erhöht sich die CPU-Zeit drastisch, da für jedes Flamelet für jede Spezies in jeder Zelle eine PDF berechnet werden muss. Um in der Praxis einsetzbar zu sein, werden häufig Methoden zur Reduzierung der CPU-Zeit genutzt.

[20] vergleicht anhand von zwei Beispielen (ECN Spray-A und mehrere Betriebspunkte am Heavy-Duty Motor) die Ergebnisse für einen mRIF Ansatz mit den Ergebnissen für den in [54] vorgeschlagenen TABKIN-FGM-Ansatz, der auch in dieser Arbeit verwendet wird. Der TABKIN-FGM-Ansatz arbeitet mit homogenen Reaktoren (Perfectly Stirred Reactors - PSR), Fortschrittsvariable und β -PDF. Der Zündverzögerung und die Flammenstabilisierung im Spray-A Fall werden durch beide Ansätze gut wiedergegeben, wobei die Beachtung der Fortschrittsvariable in der CFD einen Vorteil für den PSR+PDF Ansatz bedeutet. Im Motor waren beide Ansätze in der Lage die Druckkurven recht gut wiederzugeben. In den frühen Phasen der Verbrennung, stimmte der PSR+PDF Ansatz besser. In späteren, mischungskontrollierten Phasen erzielte das mRIF Modell bessere Ergebnisse. Da der PSR+PDF Ansatz klare Vorteile in Bezug auf die Rechendauer und die frühen Phasen der Verbrennung aufweist, insbesondere aber die späten Phasen der Verbrennung entscheidend für die Schadstoffbildung und -oxidation sind, empfiehlt D'Errico eine Weiterentwicklung beider Ansätze, um die Lücke zwischen ihnen zu schließen.

Erste Schritte hin zur Nutzung von tabellierten Flamelet-Modellen für die Modellierung turbulenter Strömungen in kommerziellen 3D-CFD Codes wurden von den Firmen LOGEsoft und Dacolt gemacht. Die angebotenen Produkte und Services beruhen auf den Arbeiten von Lethiniemi [32] bzw. Tap [54]. Beide arbeiten mit tabellierter Chemie, die es erlaubt, die Reaktionskinetik mit umfangreiche Reaktionsmechanismen zu berechnen. Beide nutzen den Fortschrittsvariablen Ansatz und angenommene PDFs für die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion. Für die Simulation von dieselmotorischer Verbrennung tabelliert LOGE transiente Diffusionsflamelets. Dacolt verwendet homogene Reaktoren (ignition flamelets). Eine

Erweiterung für Diffusionsflamelets ist in Planung.

Beide Firmen bieten eigenständige Tools für die Tabellierung und zusätzlich Interfaces für die Koppelung an vorhandene industrialisierte CFD Codes an. In dieser Arbeit soll die industrielle Anwendbarkeit der Verbrennungsmodellierung mit tabellierter Flamelet-Modellierung für prädiktive Motorsimulationen untersucht werden. Das Ziel sind zuverlässige Motorsimulationen, die ohne die Anpassung von Parametern dazu in der Lage sind, den Verbrauch und die Emissionen in Abhängigkeit von Injektor- und Motordesign vorherzusagen. Für die industrielle Anwendung sind insbesondere die Einbettung der Flamelet-Modellierung in einen industrialisierten 3D-CFD Code und vertretbare CPU-Zeiten eine wichtige Voraussetzung. In dieser Arbeit wird der in [54] vorgeschlagene TABKIN FGM-Ansatz in Verbindung mit dem 3D-CFD Code FIRE von AVL List GmbH verwendet. Eine ausführliche Erläuterung der Funktionsweise und des Setups findet sich in 5. Der TABKIN-FGM-Ansatz ist der Fokus dieser Arbeit und wird in den folgenden Kapiteln ausführlich untersucht.

4 Setup des Brennkammer Experiments

Die Brennkammerexperimente werden durchgeführt, um die Simulation von Spray und Sprayverbrennung mit experimentellen Daten vergleichen zu können ohne Unsicherheiten durch störende Motoreffekte berücksichtigen zu müssen. Zu diesem Zweck werden Brennkammerversuche unter moterrelevanten Bedingungen durchgeführt, Auswertelgorithmen zur Bestimmung verschiedener Auswertgrößen entwickelt (Tab. 4.1) und ein Abgleich mit den Arbeiten von [29] und [30] durchgeführt. In diesem Kapitel wird zunächst der Versuchsaufbau 4.1 und die Auswertemethodik 4.2, dann die Validierung durch den Abgleich mit Vergleichsmessungen aus der Literatur 4.3 und zuletzt die Auswahl der untersuchten Messpunkte 4.4 erläutert.

Die Bewertung der Motorsimulation in Kapitel 6.2 erfolgt durch den Abgleich mit entsprechenden Druckkurven, Verbrauchs- und Schadstoffmessungen aus bereits vorhandenen Motorversuchen. Auf die Motorversuche wird in dieser Arbeit daher nicht näher eingegangen.

4.1 Versuchsaufbau

Wie die Versuche von [29] und [30] werden die Brennkammerversuche in dieser Arbeit an einer vorkonditionierten, chemisch beheizten optischen Brennkammer mit konstantem Volumen durchgeführt. Um die gewünschten Umgebungsbedingungen - Temperatur, Dichte und Gaszusammensetzung - bei der Einspritzung zu gewährleisten, wird die Brennkammer zunächst mit einem Wasserstoff-Sauerstoff-Stickstoff Gasgemisch befüllt, das anschließend gezündet wird. Durch die vollständige Verbrennung des Wasserstoffs bleibt ein heißes Gasgemisch zurück, das zum einen aus dem Restsauerstoff und Stickstoff und zum anderen aus den Produkten der Wasserstoff Vorverbrennung besteht. Im Anschluss an die Vorverbrennung sinken Temperatur und Druck durch Wandwärmeverluste langsam wieder ab. Die Einspritzung erfolgt, sobald der von einem Drucksensor gemessene Druck in der Brennkammer den Zieldruck für das jeweilige Experiment erreicht. In Abbildung 4.1 ist ein typischer Druckverlauf dargestellt. Weitere Ausführungen zur verwendeten optischen Brennkammer finden sich in den Arbeiten von [1], [51] und [39].

In Anlehnung an die Arbeiten von [29] und [30] wird für den Brennkammerversuch eine drei-Loch Düse vom Typ der Engine Combustion Network (ECN) Spray B Düse [ecn_website_sprayb_nodate] eingesetzt. Durch die geringe Anzahl an Spritzlöchern lassen sich die einzelnen Spraykeulen gut untersuchen. Ein Vorteil der drei-Loch Düse gegenüber der in der Forschung häufig eingesetzten Einloch-Voraus Düse ist, die typische Umlenkung der Düseninnenströmung vor dem Spritzloch, wodurch die drei-Loch Düse näher an den in der Praxis relevanten Düsen ist.

Der im Rahmen dieser Arbeit verwendete Aufbau der optischen Messtechnik ist in Abbildung 4.3 zu sehen. Es kommen gleichzeitig zwei Kameras zum Einsatz, die simultan die Gemischbildungs- und Verbrennungsprozesse in der Brennkammer dokumentieren. Beide sind frontal auf den Injektor ausgerichtet und sind so in der Lage die Strahlausbreitung und das Verbrennungsleuchten mehrerer Strahlen gleichzeitig aufzunehmen. Im Rahmen dieser Arbeit wird aber jeweils nur die senkrecht nach oben zeigende Spraykeule ausgewertet. Durch den simultanen Einsatz von zwei Kameras ist es möglich gleichzeitig die Ausbreitung des Kraftstoffs und das Verbrennungsleuchten aufzunehmen. In Abbildung 4.2a sind beispielhaft Aufnahmen von beiden Kameras zu unterschiedlichen Zeitpunkten der gleichen Einspritzung zu sehen. Die Monochrom-Kamera nimmt das seitlich eingebrachte Licht auf, das von der flüssigen Phase gestreut wird (Mie-Streulicht). Gleichzeitig nimmt sie durch Schlierentechnik Änderungen der optischen Dichte auf und ermöglicht so die Erkennung der Ausbreitung des Kraftstoffdampfes. Die Farbkamera nimmt die Line-of-Sight Lichtemissionen der Verbrennung auf. Für die Bestimmung von Zündverzug und Flammenabhebehöhe werden die blauen und grünen Anteile des Verbrennungsleuchtens herangezogen. Weil der Rot-Kanal der verwendeten Kamera die größte Sensitivität besitzt und schnell zum Überstrahlen neigt, wird der größte Teil der langwelligen roten Strahlung durch einen dichroitischen

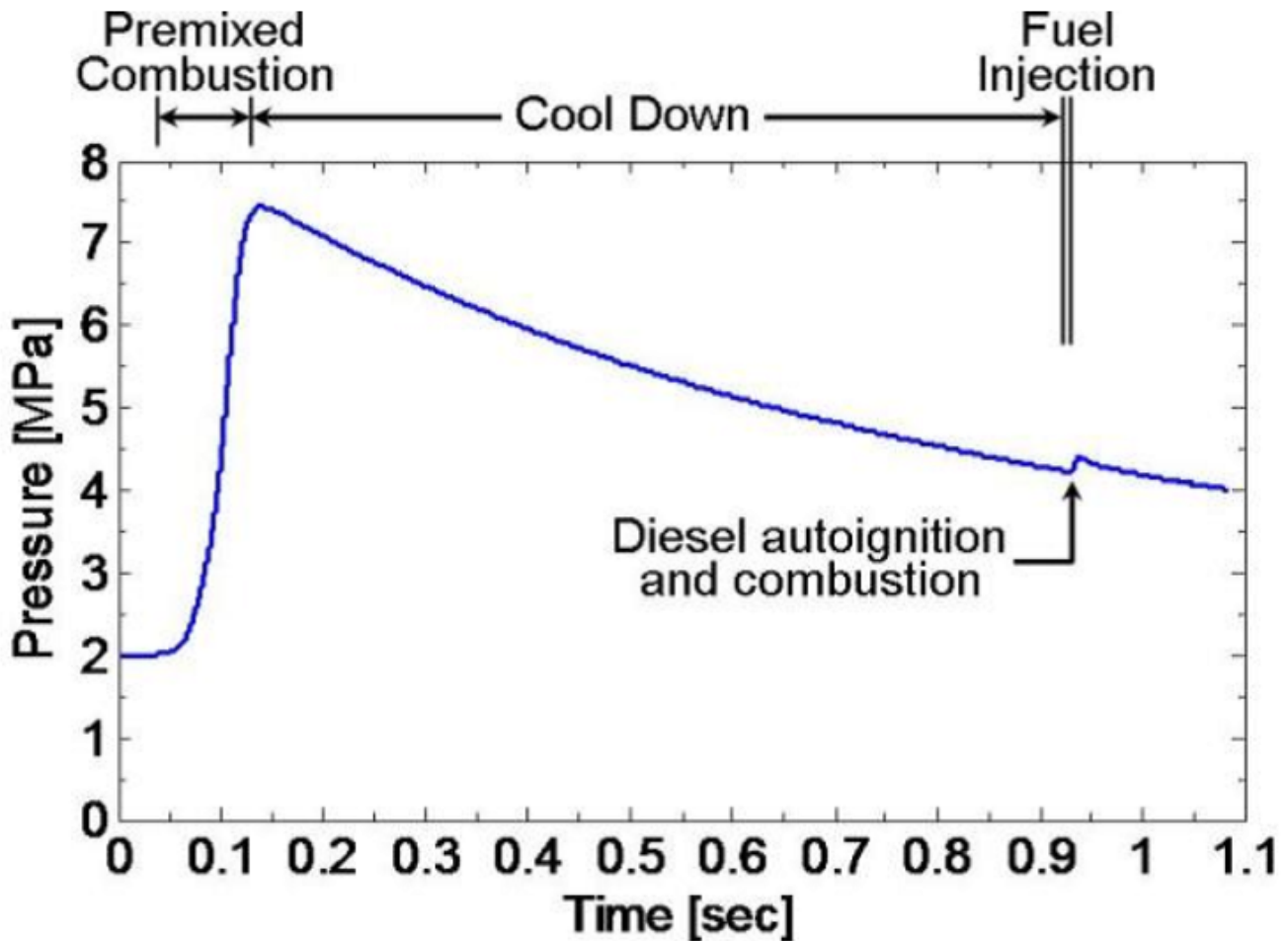


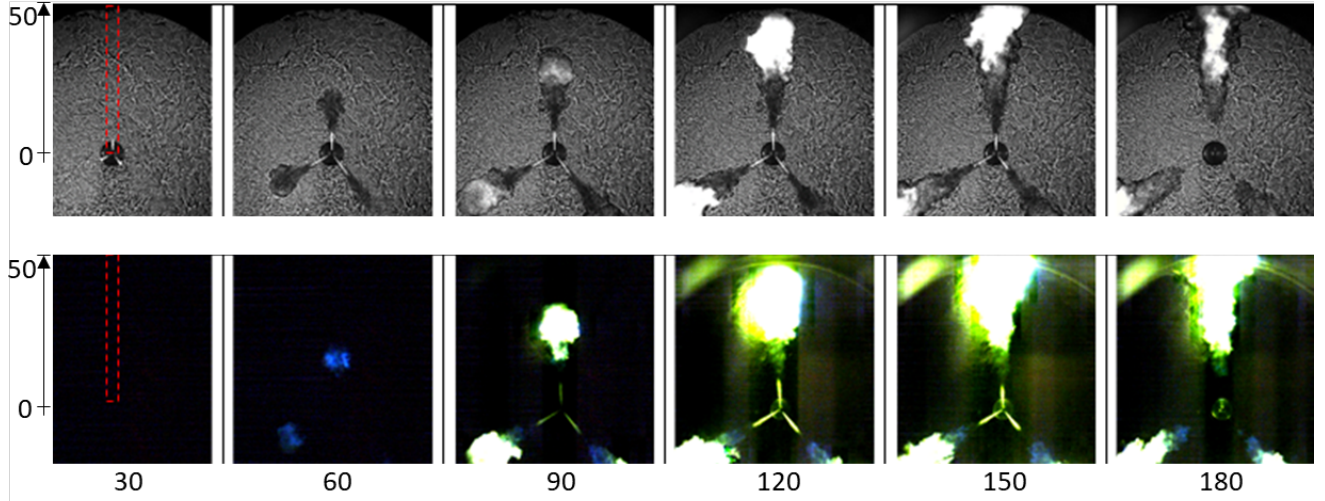
Abbildung 4.1: Druckverlauf eines Brennkammerexperiments mit Vorverbrennung und Einspritzung bei ca. 43bar

Strahlteiler ($\lambda = 624 \text{ nm}$) und einen Kurzpassfilter ($\lambda_{\text{trenn}} = 600 \text{ nm}$) vor dem Erreichen der Farbkamera herausgefiltert.

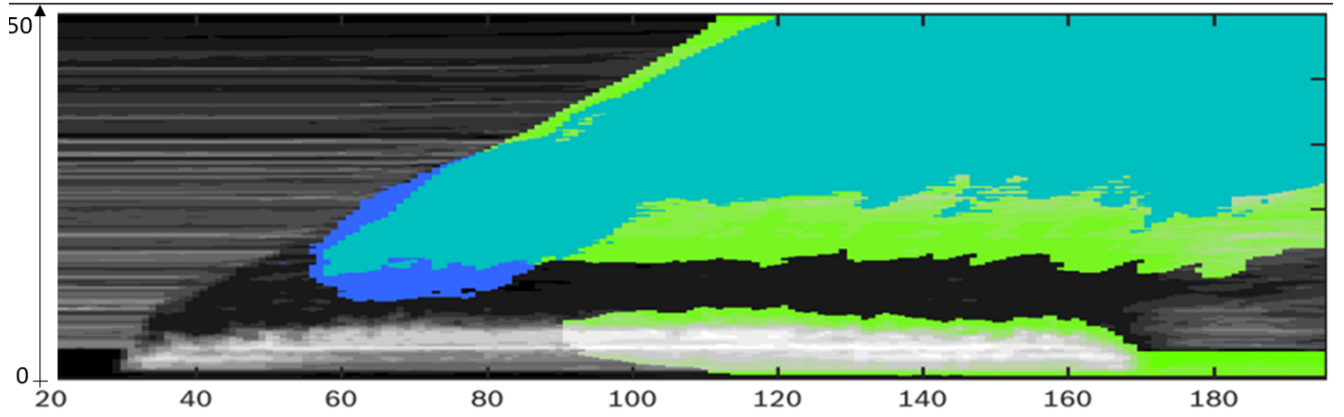
Für jedes an der Brennkammer untersuchte Setup werden fünf Wiederholungen durchgeführt. Ausschlaggebend für die geringe Anzahl an Wiederholungen ist die vergleichsweise lange Versuchsdauer für ein Einzelexperiment von ca. 3 Minuten und der Bedarf viele verschiedene Setups abzudecken.

4.2 Auswertemethodik

In der ersten Spalte von Abbildung 4.2a ist in die Kameraaufnahme der jeweils für die Auswertung genutzte Bildbereich eingezeichnet. Für diesen Auswertebereich werden in einem ersten Postprocessing Schritt für jede Einzelaufnahme in einem Video die Bildhelligkeiten in horizontaler Richtung aufaddiert. Indem diese aufaddierte Helligkeit über der Zeit aufgetragen wird, wird die horizontale Ausdehnung aus der Auswertung ausgeschlossen und ein Ersatzbild entsteht, in dem die Strahlausbreitung in Sprayrichtung über der Zeit zu erkennen ist. In Abbildung 4.2b sind die überlagerten Ersatzbilder von Monochrom- und Farbkamera zu sehen. Die hier in weiß zu sehende flüssige Eindringtiefe wird aus diesem Bild über einen Helligkeitsgrenzwert bestimmt, während die hier als dunkler Rand zu erkennende Dampfeindringtiefe anhand eines hintergrundkorrigierten ($I_n - I_{n-1}$) Ersatzbildes bestimmt wird. Das Ersatzbild für die Farbkamera zeigt Bereiche verschiedener Flammenfarben. Im für das menschliche Auge und die RGB-Kamera sichtbaren Spektrum liegen vor allem zwei Arten von Verbrennungsleuchten: Im blauen



(a) Kameraaufnahmen von Monochrom- und Farbkamera



(b) Kombiniertes Ersatzbild

Abbildung 4.2: n-Dodekan Einfacheinspritzung bei $T_{Kammer} = 900K$. Räumliche Ausdehnung in Sprayrichtung $y[mm]$ ab Spritzlochaustritt Zeit $t_E[\mu s]$ ab Bestromungsbeginn. Schwarze Kontur: Dampfphase, Weiße Kontur ($y \leq 15mm$): flüssige Phase, blau: blaues Verbrennungsleuchten, grün: grünes Verbrennungsleuchten, türkis: blaues und grünes Verbrennungsleuchten

Spektrum leuchtende Chemilumineszenz von angeregten CH-Radikalen [36] und in manchen Fällen ein schwaches blaues Leuchten von Formaldehyd [58] und das breitbandige Rußleuchten [50]. Da der Schwerpunkt des Rußleuchtens im roten Spektrum liegt, überwiegt trotz der Breitbandigkeit der Grünanteil den Blauanteil, sobald Rußleuchten auftritt. Im kombinierten Ersatzbild (Abb. 4.2b) werden diejenigen Bereiche in Blau markiert, in denen blaue Chemilumineszenz detektiert wurde (Gl. (4.1)), in Grün diejenigen Bereiche, in denen grünes Rußleuchten aufgezeichnet wurde (Gl. (4.2)) und in Türkis diejenigen Bereiche, in denen beide Anteile ihren Schwellwert überschritten haben. Türkis tritt daher sowohl auf, wenn gleichzeitig Chemilumineszenz- und Rußleuchten auftreten, als auch, wenn z.B. durch sehr starkes Rußleuchten beide Kanäle in Sättigung gehen. Sobald das Rußleuchten stark genug ist, nimmt die Farbkamera auch an der flüssigen Phase gestreutes Licht auf. Bei der Auswertung muss daher darauf geachtet werden, dass Reflexionen am flüssigen Strahl nicht als Flammenleuchten fehlinterpretiert werden.

$$I_{Blau} - \left(\frac{2}{3} * I_{Hintergrund} + \frac{1}{3} * I_{Grün} \right) \geq 0.01 * I_{Sättigung} \quad (4.1)$$

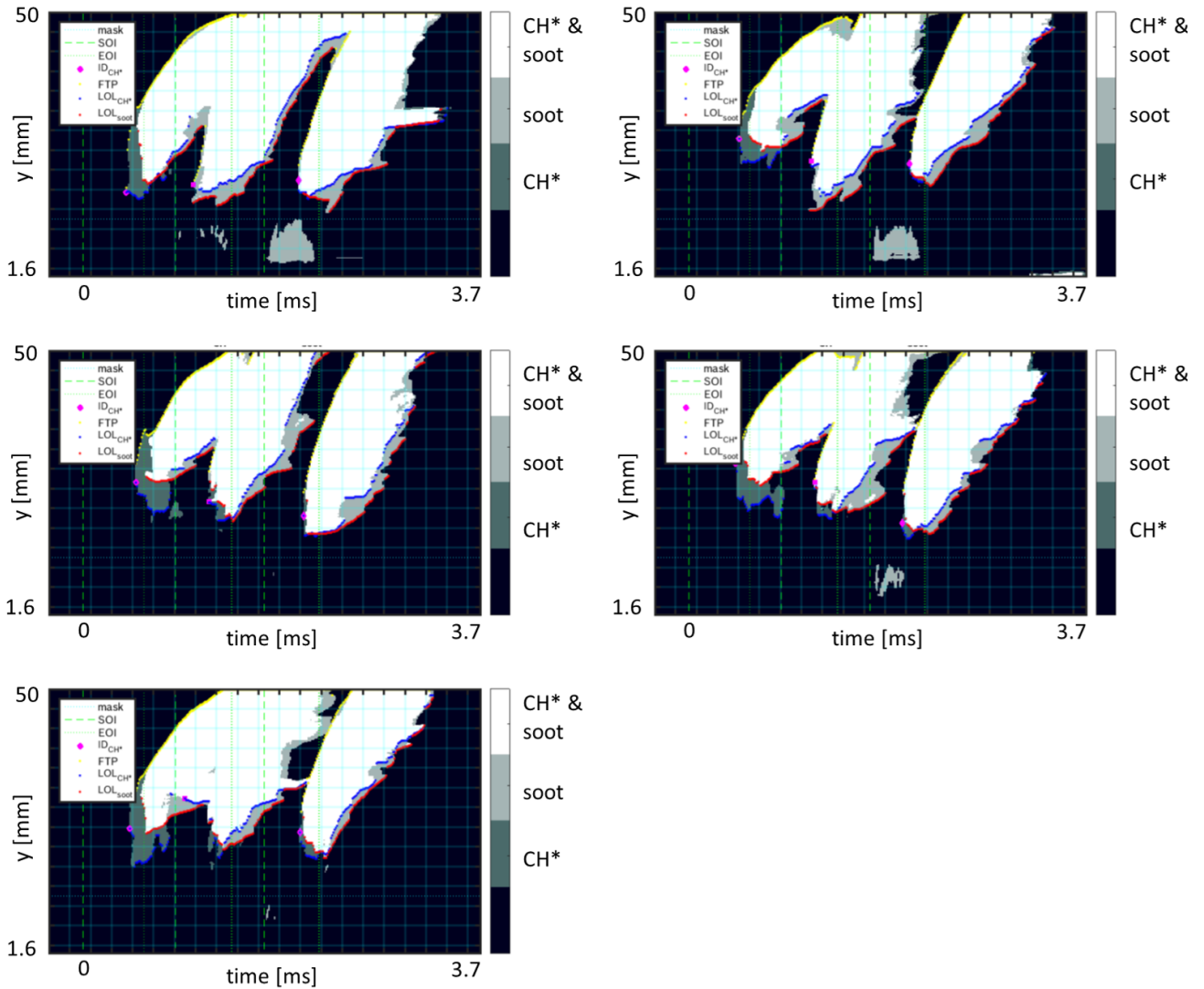


Abbildung 4.4: Ersatzbilder aller fünf Wiederholungen einer Diesel Dreifacheinspritzung bei 900K Kamertemperatur mit jeweils 0.5ms elektrischer Pausenzeit

Durch diese Anpassung der Zeitachse lassen sich die einzelnen Einspritzungen untereinander leichter vergleichen. Die jeweiligen Zündverzüge sind oberhalb der x-Achse mit dreieckigen Symbolen gekennzeichnet. Die als vertikale Linien eingezeichnete mittlere Zündverzüge sind die einzige nicht automatisch erzeugte Größe in dieser Auswertung. Um Fehler durch Ausreißer zu minimieren, wurden die mittleren Zündverzüge von Hand aus den jeweils fünf Ersatzbildern herausgelesen, der Ergebnistabelle angefügt und anschließend in die Ergebnisplots mit aufgenommen.

Um auch in Fällen, in dem nur ein Ergebnis zum Vergleich herangezogen werden kann, eine Vergleichsoption bereitzustellen, wird für jedes Setup ein 'mittleres' Ersatzbild bestimmt, das bestmöglich die typischen Eigenschaften eines Setups wiedergibt (Abb. 4.6a). Die jeweils zum 'mittleren' Bild zugehörigen Einzelaufnahmen werden im Folgenden für Vergleiche von Momentaufnahmen einzelner Zeitpunkte genutzt.

Vergleichsgröße	Kürzel	ECN Experiment	Bosch Experiment
Flüssige Eindringtiefe	<i>LP</i>	Mie Streulicht $\geq 3\%max.I$	Mie Streulicht + Schlieren $\geq 120\%mittlereI$
Dampfeindringtiefe	<i>VP</i>	Schlieren $I_n - I_{n-1}$	Schlieren $I_n - I_{n-1}$
Flammenabhebehöhe	<i>LOL</i> <i>LOL_{OH}</i> <i>LOL_{blau}</i> <i>LOL_{grün}</i>	verstärkte CCD Kamera $\geq 50\%max.I$	Verbrennungsleuchten $I_b - 2/3I_bI_g - 1/3I_g \geq 1\%max.I$ $I_g - I_bI_g \geq 10\%max.I$
Flammenspitze	<i>FTP</i>		Verbrennungsleuchten $I_b - 2/3I_bI_g - 1/3I_g \geq 1\%max.I$ $I_g - I_bI_g \geq 10\%max.I$
Zündverzug	<i>ID</i> <i>ID_{mono}</i> <i>ID_{blau}</i> <i>ID_{grün}</i>	Verbrennungsleuchten $\geq 20\%max.I$	Verbrennungsleuchten $I_b - 2/3I_bI_g - 1/3I_g \geq 1\%max.I$ $I_g - I_bI_g \geq 10\%max.I$

Tabelle 4.1: Definition der Vergleichsgrößen im Experiment

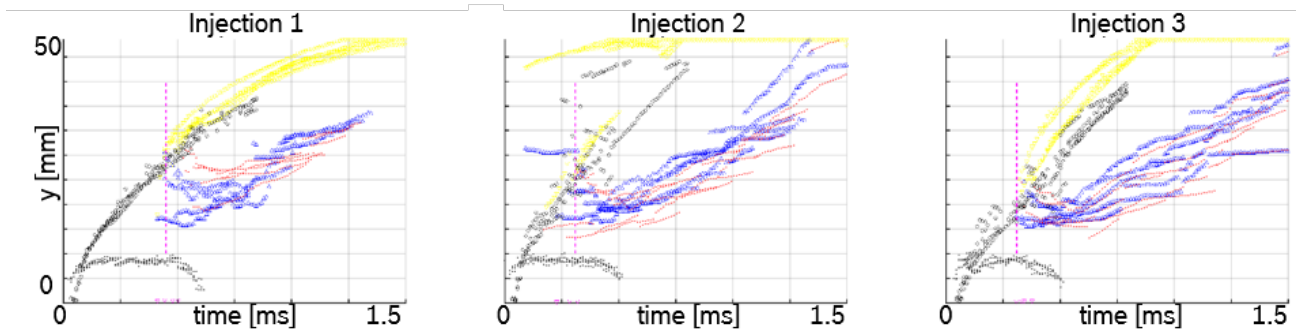


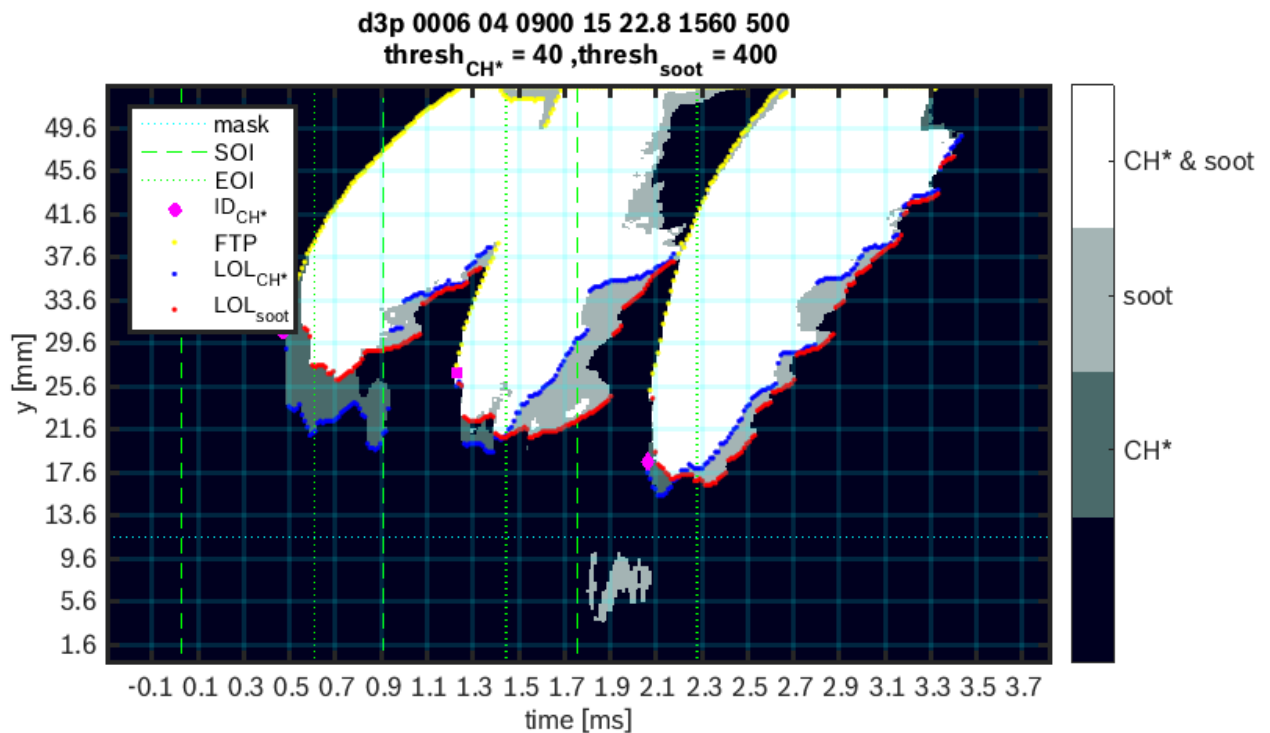
Abbildung 4.5: Aus Kameraaufnahmen abgeleitete Größen der Diesel Dreifacheinspritzung bei 900K Kammertemperatur mit jeweils 0.5ms elektrischer Pausenzeit

4.3 Abgleich mit ECN Referenzmessungen

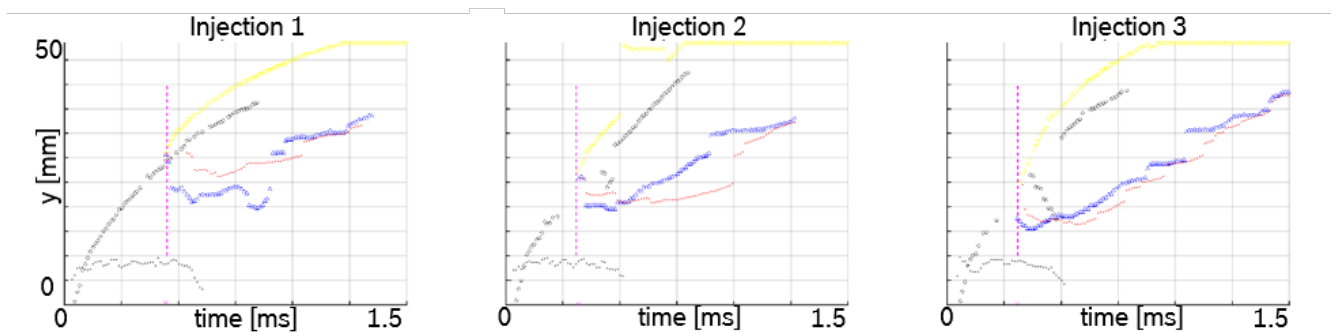
Um die durchgeführten Experimente simulativ nachvollziehen zu können, müssen alle relevanten Randbedingungen aus dem Experiment bekannt sein. Da die Randbedingungen für den Versuchsaufbau in [29] und [30] im Rahmen des ECN Workshops ausführlich geprüft wurden und eine baugleiche Düse zum Einsatz kommt, werden die dort veröffentlichten Ergebnisse als Referenzmessungen verwendet. Anhand der Referenzmessungen wird geprüft, ob die Randbedingungen im Experiment den Soll-Bedingungen entsprechen. Im Anschluss wird der Abgleich für die Interpretation der verschiedenen experimentellen Auswertegrößen genutzt.

Randbedingungen

Es wird die Annahme getroffen, dass das von Jung verwendete Brennkammersetup der Sandia National Laboratories (Vgl. [29], [30]) dem Brennkammersetup in dieser Arbeit ähnlich genug ist, dass bei gleichen Nennbedingungen - Temperatur, mittlerer Dichte, Sauerstoffkonzentration, Einspritzdruck, Ansteuerdauer - Gemischbildung, Zündung und Verbrennung weitestgehend gleich stattfindet. Die Annahme stützt



(a) Das 'mittlere' Ersatzbild



(b) Auswertung für das 'mittlere' Ersatzbild

Abbildung 4.6: 'Mittlere' Diesel Dreifacheinspritzung bei 900K Kammertemperatur mit jeweils 0.5ms elektrischer Pausenzeit

sich darauf, dass in den Brennkammern von IFPEN und Sandia trotz größerer Unterschiede (Tabelle 5.1) ein ähnlicher Verlauf der gemessenen Größen beobachtet wurde [44].

In einem ersten Durchlauf Versuche für diese Arbeit, befand sich kein Rührer in der Brennkammer. Die mit diesem Brennkammersetup ermittelten Zündverzüge waren bedeutend kleiner als die der Referenzmessung. Die Hauptgrund für die frühere Zündung war, dass die Ist-Temperatur im Kern der Brennkammer nach der Vorverbrennung deutlich höher war als die Soll-Temperatur, die der mittleren Temperatur entspricht.

Auch nach dem Einbau des Rührers unterscheiden sich die Ergebnisse für die Zündverzüge noch von den Referenzmessungen. Der Grund dafür sind die unterschiedlichen Kriterien, anhand derer der Zündverzug bestimmt wird. Während in den Referenzmessungen der Zeitpunkt als Zündverzug bezeichnet wird, zu dem das von einer Monochromkamera aufgenommene Verbrennungsleuchten erstmalig sehr stark wird - ID_{mono} -, wird in dieser Arbeit in zwei Stufen unterschieden: die erste blasse Andeutung eines blauen

Eigenschaft	Sandia	IFP	diese Arbeit
Kammervolumen [l]	1.15	1.4	2
Wandtemperatur [K]	461	473	458
Injektortemperatur [°C]	90	60	60
Rührergeschwindigkeit [rpm]	1000	3140	4000
Vorverbrennung	C ₂ H ₂	C ₂ H ₄	H ₂
Molekulargewicht [g mol ⁻¹]	29.25	25.88	28.6
Kamera [nm]	Phantom V7.1	-	Photron SA-Z
Sichtbarer λ -Bereich ID [nm]	<610	kein Filter	<600
Belichtungszeit ID [μ s]	20	20	10

Tabelle 4.2: Vergleich der Brennkammersetups und Kameraeinstellungen für die Zündverzugsmessungen von Sandia, IFP und dieser Arbeit

Verbrennungsleuchtens - ID_{blau} - und das erste deutliche Auftreten von grünem Verbrennungsleuchten - $ID_{grün}$. Die Auswertegrößen, ihre Kriterien und Grenzwerte sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

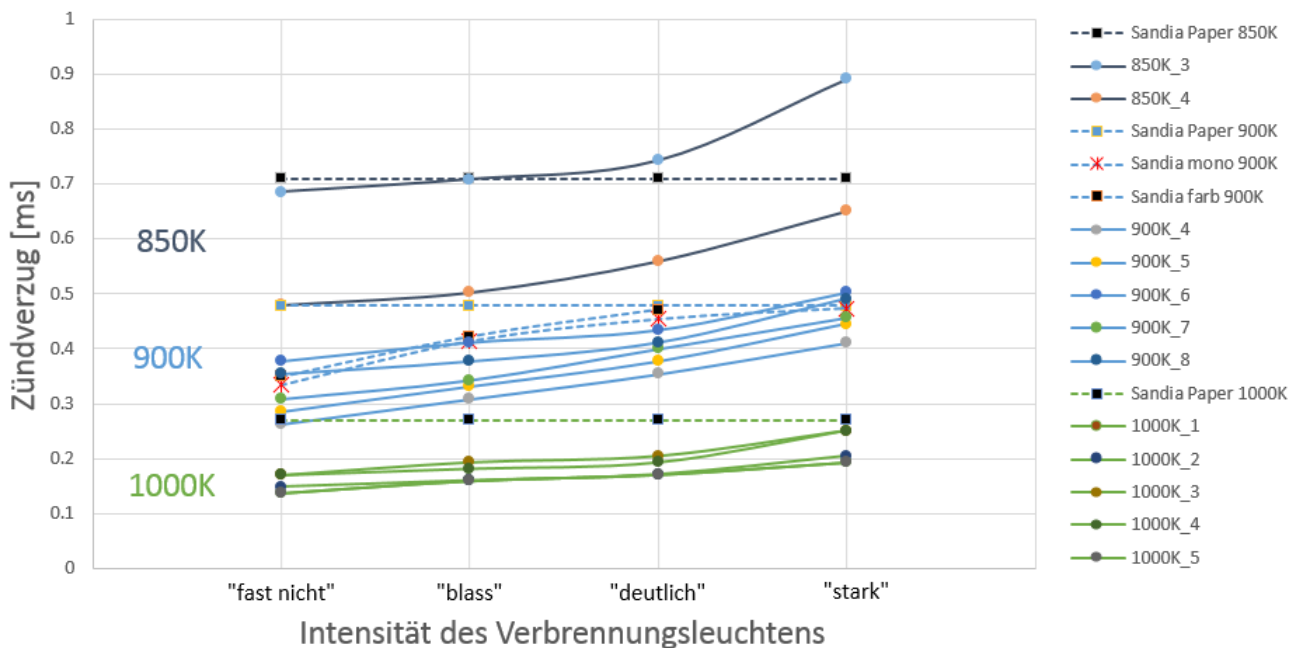


Abbildung 4.7: Vergleich des Zündzeitpunkts für verschiedene Stärken des Verbrennungsleuchtens

In Abbildung 4.7 ist zu sehen wie sich der Zündverzug mit der Wahl des Grenzwertes ändert. Die durchgezogenen Linien zeigen die Ergebnisse für die einzelnen eigenen Versuche mit eingebautem Rührer. Die gestrichelten Linien stellen jeweils die Ergebnisse aus den Referenzmessungen dar. Für den 900K Fall sind auf der Webseite des ECN zwei Videos zu den Messungen von [29] und [30] veröffentlicht. Ermittelt man auch für diese Videos die Zündverzüge für unterschiedliche Stärken des Verbrennungsleuchtens als Auswertekriterium, ergibt sich ein sehr ähnliches Bild wie für die eigenen Versuche. Im Folgenden wird daher angenommen, dass die Randbedingungen, insbesondere die Temperatur, in den Versuchen ausreichend genau den Soll-Bedingungen entsprechen.

Interpretation der Auswertegrößen

Durch den direkten Vergleich mit den Referenzmessungen, lassen sich die Auswertegrößen leichter interpretieren und im Anschluss sinnvoller für die Validierung der Simulation nutzen. In Abbildung 4.8 werden die verschiedenen Auswertegrößen für eine nDodekan Einfacheinspritzung unter SprayB Standardbedingungen zusammen mit den entsprechenden Größen aus den Referenzmessungen dargestellt. Unter der Annahme, dass es sich in allen abgebildeten Fällen um den weitestgehend gleichen physikalischen Vorgang handelt, der auf Grund der eingesetzten Messtechniken und Grenzwerte unterschiedlich dargestellt wird, werden die Auswertegrößen interpretierbar.

Es ist zu sehen, dass die Dampfeindringkurven (VP) der eigenen Messungen und der Referenzmessung sehr gut übereinstimmen. Für die Validierung der Simulation können die Dampfeindringkurven demnach ohne weitere Überlegung eingesetzt werden. Die flüssige Eindringtiefe (LP) des eigenen Experiments bleibt hinter der Referenzmessung zurück. Der Grund hierfür ist der simultane Einsatz von Schlierentechnik und die damit einhergehende verringerte Sensitivität für das Mie-Streulicht. Im Vergleich mit der Simulation ist darauf zu achten, dass die Grenzwerte zur Bestimmung der flüssigen Eindringtiefe entsprechend angepasst werden. Die Interpretation des Verbrennungsleuchtens ist vergleichsweise aufwändig. In Abbildung 4.9 sind die Zündverzüge der blauen Flamme ID_{blau} , der grünen Flamme $ID_{grün}$ und der Referenzmessung $ID_{reference}$ für Kammertemperaturen zwischen 750K und 1200K dargestellt.

Das blaue Leuchten tritt grundsätzlich deutlich früher auf, als der Zündverzug aus der Referenzmessung. Das frühe blaue Leuchten ist aller Wahrscheinlichkeit nach auf die Chemilumineszenz von Formaldehyd (CH_2O) Radikalen zurückzuführen, die schon in der Kalte-Flamme-Reaktion vor der eigentlichen Wärmefreisetzung und direkt zu Beginn der heißen Reaktionen entstehen. Auf Grundlage der Arbeit von [58] ist zu vermuten, dass die ebenfalls hauptsächlich im blauen leuchtende Chemilumineszenz von CH-Radikalen das blaue Leuchten verstärkt, sobald hohe Temperaturen auftreten. Durch den fließenden Übergang kann dieser Zeitpunkt allerdings nicht genau bestimmt werden. ID_{blau} scheint also einen sehr frühen Zeitpunkt innerhalb des Zündvorgangs zu bezeichnen. Mit abnehmender Temperatur wird das Delta zwischen ID_{blau} und $ID_{reference}$ größer. Der Grund dafür ist der langsamere Ablauf der Verbrennung bei niedrigeren Temperaturen. ID_{blau} bietet damit zwar keinen zuverlässigen Indikator für Heiße-Flamme-Reaktionen, dafür aber einen tieferen Einblick in den Zündvorgang. Das grüne Leuchten tritt zuverlässig etwas später auf als der in der Referenzmessung bestimmte Zündverzug. Auch hier wird das Delta mit abnehmender Temperatur größer. Da weder ID_{blau} noch $ID_{grün}$ genau den Zeitpunkt der ersten Heiße-Flamme-Reaktionen, sondern charakteristische Zeitpunkte davor und danach, bezeichnen, werden für den Abgleich mit der Simulation beide verwendet.

Auch für LOL_{blau} und $LOL_{grün}$ ergeben sich plausible Werte. In Abbildung 4.10 sind LOL_{blau} und $LOL_{grün}$ im Vergleich mit $LOL_{reference}$ für verschiedene T_{Kammer} dargestellt. $LOL_{reference}$ liegt zwischen LOL_{blau} und $LOL_{grün}$. Dies scheint plausibel, da das blaue Leuchten eine frühe Phase und das grüne Leuchten eine späte Phase der Verbrennung repräsentiert. Niedrige Temperaturen wirken sich doppelt auf $LOL_{grün}$ aus. Zum einen entsteht bei niedrigen Temperaturen weniger Ruß, zum anderen reduziert sich die spezifische Ausstrahlung. Dadurch erhöht sich das Delta zwischen $LOL_{grün}$ und $LOL_{reference}$ mit abnehmender Temperatur stärker als das Delta zwischen LOL_{blau} und $LOL_{reference}$. In Abbildung 4.8 ist der zeitliche Verlauf von LOL_{blau} und $LOL_{grün}$ zu sehen. Bevor das grüne Leuchten auftritt, ist die Abhebehöhe der blauen Flamme kleiner als die Flammenabhebehöhe der Referenzmessung. Es folgt eine kurze Phase, in der $LOL_{grün}$ größer ist als LOL_{blau} . Da die Detektion des blauen Leuchtens direkt mit dem grünen Leuchten gekoppelt ist (Gleichung (4.1)), wird LOL_{blau} größer sobald das grüne Leuchten stärker wird als das blaue Leuchten. Das sprunghafte Ansteigen von LOL_{blau} kann daher als ein Indikator für das gleichzeitige Auftreten von Rußleuchten gewertet werden. Für den Abgleich und die Interpretation der Simulationsergebnisse werden sowohl LOL_{blau} oder $LOL_{grün}$ verwendet.

Fazit und Ausblick

Aus dem Vergleich mit den Referenzmessungen ergibt sich ein plausibles Gesamtbild für die Messergebnisse. Die Randbedingungen scheinen den Soll-Bedingungen zu entsprechen. Für die seitens des ECN

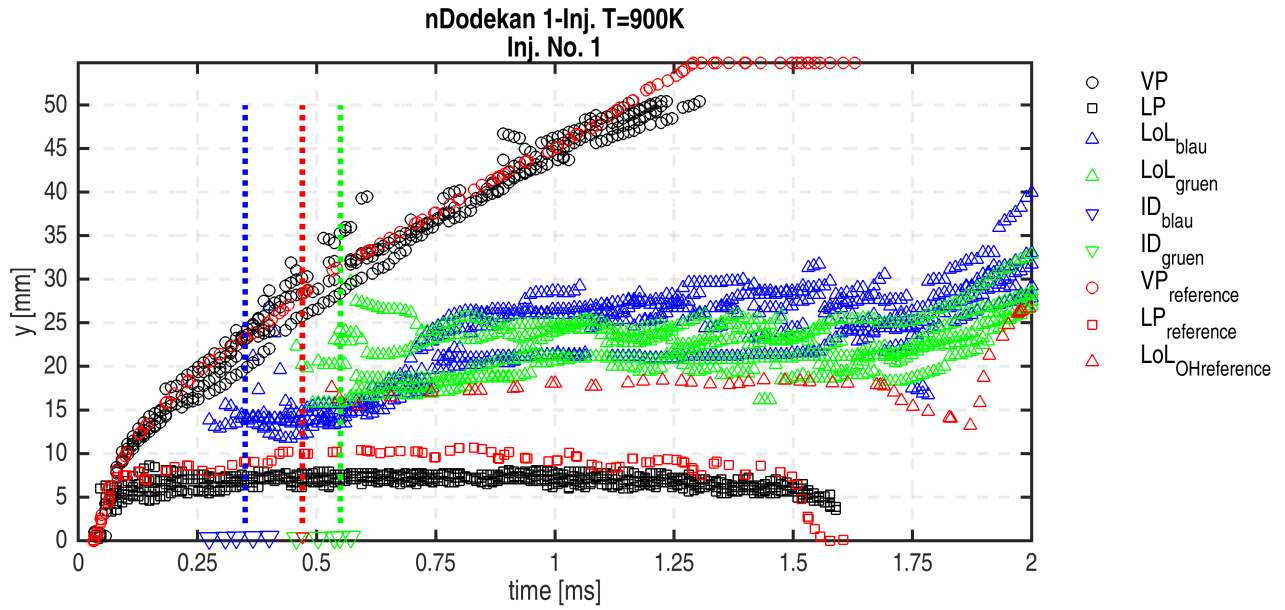


Abbildung 4.8: Vergleich der Auswertgrößen mit den Referenzmessungen für eine nDodekan Einspritzung unter SprayB Standardbedingungen

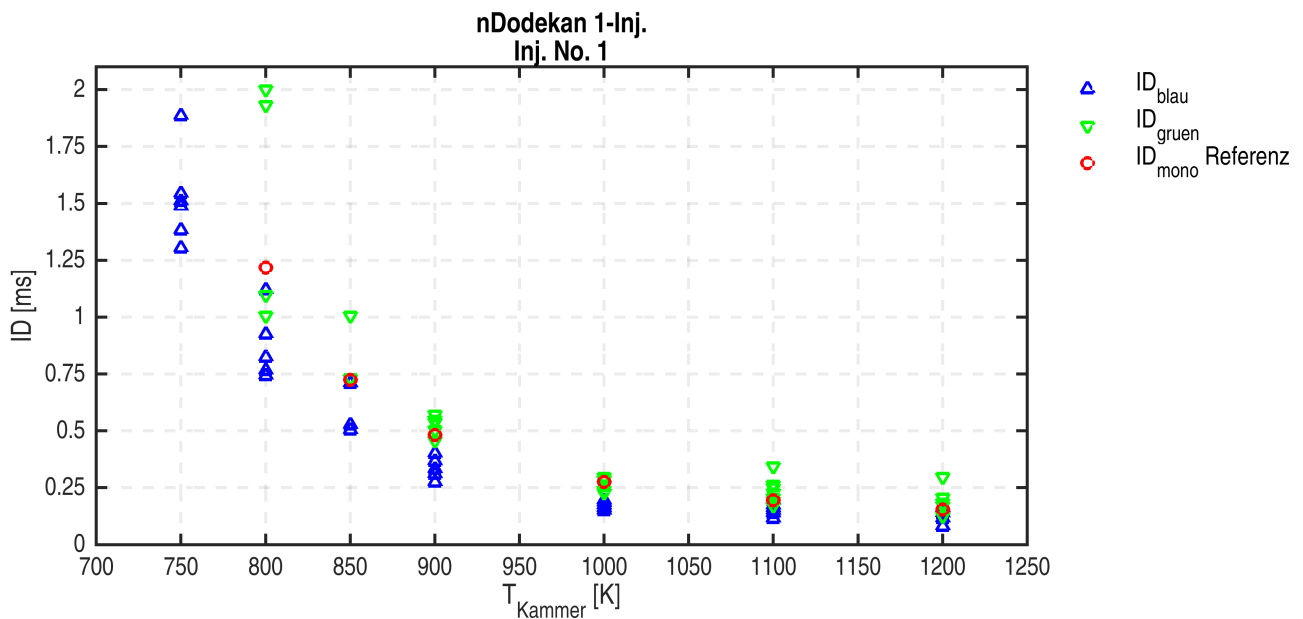


Abbildung 4.9: Zündverzögerungen für verschiedene Temperaturen im Vergleich mit den Referenzmessungen

vorgeschlagenen Auswertgrößen ergeben sich konsistente aber nicht gleiche Ergebnisse (Tab. 4.3, da die eingesetzte Messtechnik und die verwendeten Grenzwerte andere sind. Beim Vergleich der Simulation mit den experimentellen Daten müssen die seitens des ECN vorgeschlagenen Auswertgrößen für die Simulation daher angepasst und ergänzt werden.

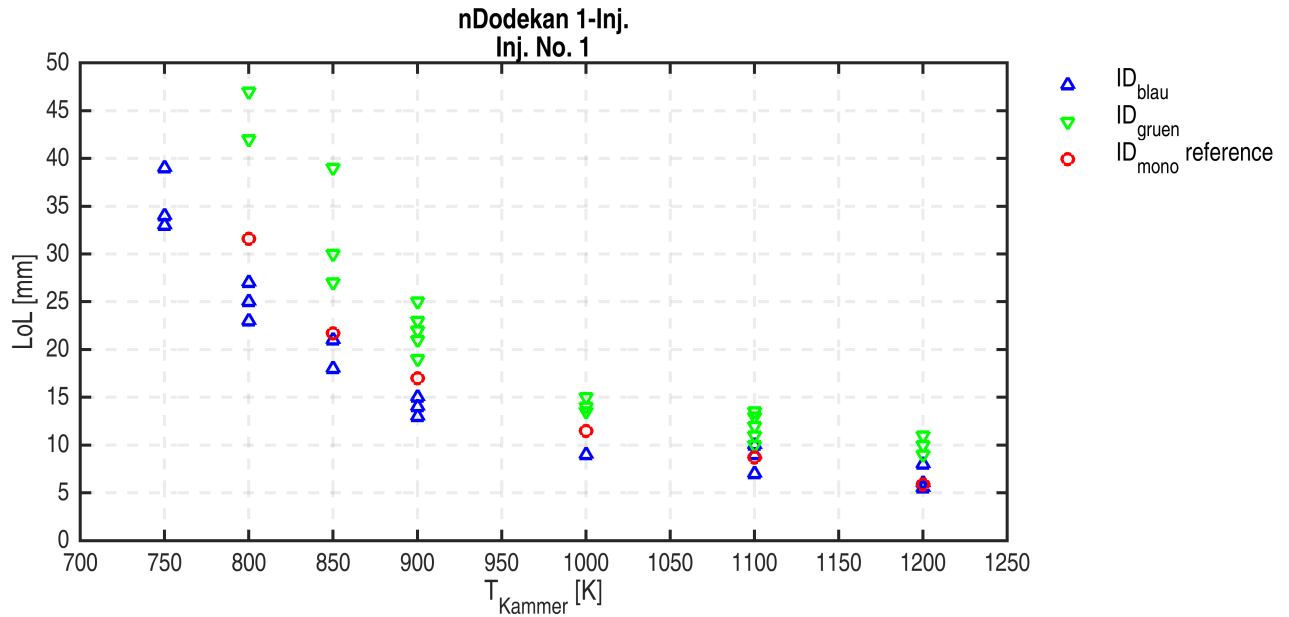


Abbildung 4.10: Flammenabhebehöhen für verschiedene Temperaturen im Vergleich mit den Referenzmessungen

Vergleichsgröße	Kürzel	Bosch Experiment vs. ECN Experiment
Flüssige Eindringtiefe	LP	$LP \leq LP_{ECN}$
Dampfeindringtiefe	VP	$VP \approx VP_{ECN}$
Flammenabhebehöhe	LOL	$LOL_{blau} \leq LOL_{ECN} \leq LOL_{grün}$
Zündverzögerung	ID	$ID_{blau} \leq ID_{ECN} \leq ID_{grün}$

Tabelle 4.3: Übersicht über den Vergleich der experimentellen Auswertgrößen

4.4 Versuchsplan

Während in den Referenzmessungen n-Dodekan als Kraftstoff eingesetzt wurde und ausschließlich Einfachspritzungen betrachtet wurden, liegt der Hauptfokus dieser Arbeit auf Diesel als Kraftstoff und auf den Effekten von Mehrfacheinspritzungen. Der Grund hierfür ist die jeweilige Relevanz für den Motorbetrieb. In diesem Kapitel wird ein Überblick über die durchgeführten Versuchsreihen gegeben. Die Diskussion der Ergebnisse erfolgt zusammen mit den Simulationsergebnissen in Kapitel 6.

In Tabelle 5.1 ist ein Überblick über alle durchgeführten Versuche zu sehen. In der Kopfzeile steht der Name der jeweiligen Messreihe. 'nd' steht dabei für nDodekan, 'd' für Diesel. Die Zahl im Anschluss sagt aus, ob es sich um eine Einfachspritzung - '1' - oder eine Dreifacheinspritzung - '3' handelt. Bei den Dreifacheinspritzungen ist zusätzlich die elektrische Pausenzeit angegeben. In der ersten Spalte steht die jeweilige Eigenschaft, die von der Basiskonfiguration - $T_{Kammer} = 900K, p_{Rail} = 1560, X_{O_2} = 15\%, \rho_{Kammer} = 22.8kg/m^3$ - abweicht. Für jeden durchgeführten Versuch ist der Zündverzögerung der ersten Einspritzung angegeben. Wenn der Versuch zwar durchgeführt wurde, aber keine Zündung beobachtet wurde steht ∞ im entsprechenden Feld.

In der ersten Messreihe werden wie bereits erwähnt n-Dodekan Einfachspritzungen betrachtet, die zur Verifizierung der Randbedingung und Interpretation der Auswertgrößen dienen.

Eigenschaft	nd1	d1	d3 - 0.9ms	d3 - 0.7ms	d3 - 0.5ms
$T_{Kammer} = 750K$	1.55	∞	-	∞	-
$T_{Kammer} = 800K$	0.8	1.35	1.12	1.2	1.1
$T_{Kammer} = 850K$	0.55	0.85	-	0.8	-
$T_{Kammer} = 900K$	0.35	0.52	0.5	0.55	0.45
$T_{Kammer} = 1000K$	0.17	0.3	0.35	0.37	0.4
$T_{Kammer} = 1100K$	0.13	0.25	-	0.2	-
$T_{Kammer} = 1200K$	0.12	0.15	-	0.15	-
$p_{Rail} = 1050bar$	-	0.58	0.6	0.48	0.7
$p_{Rail} = 1560bar$	-	0.68	-	0.58	-
$X_{O_2} = 10\%$	0.5	1.58	1.02	0.95	0.95
$X_{O_2} = 12\%$	0.36	-	-	-	-
$X_{O_2} = 21\%$	0.22	0.38	0.33	0.35	0.35
$\rho_{Kammer} = 15.2kg/m^3$	0.45	0.68	-	0.85	-
$\rho_{Kammer} = 7.6kg/m^3$	0.15	∞	-	∞	-

Tabelle 4.4: Versuchsübersicht und Zündverzögerungen der ersten Einspritzung. Die Versuchsbedingungen entsprechen der Basiskonfiguration - $T_{Kammer} = 900K$, $p_{Rail} = 1560$, $Y_{O_2} = 15\%$, $\rho_{Kammer} = 22.8kg/m^3$ - mit einer jeweils in Spalte 1 benannten Änderung

Mit der zweiten Messreihe findet der Übertrag vom einkomponentigen n-Dodekan auf Diesel statt. Es werden wiederum Einfacheinspritzungen bei unterschiedlichen Einspritzdrücken und Kammerbedingungen durchgeführt. Anhand des Vergleichs der n-Dodekan- und Dieseleinspritzungen werden die Auswirkungen des Kraftstoffs auf Gemischbildung und Verbrennung untersucht. Zusätzlich werden Sensitivitäten gegenüber den verschiedenen Eingangsparametern sichtbar gemacht.

In der dritten, vierten und fünften Messreihe wird auf den Einfluss von Mehrfacheinspritzungen eingegangen. Bei den Dreifacheinspritzungen handelt es sich um drei jeweils $t_E = 360\mu s$ angesteuerte Einspritzungen mit gleicher elektrischer Pausenzeit t_p zwischen erster und zweiter und zweiter und dritter Einspritzung. Die dritte, vierte und fünfte Messreihe unterscheiden sich durch verschiedene Pausenzeiten, $t_p = 900\mu s$, $t_p = 700\mu s$ und $t_p = 500\mu s$. Es wird erwartet, dass die Effekte durch die Mehrfacheinspritzung mit kürzerer Pausenzeit zunehmen. Die kleinste untersuchte elektrische Pausenzeit $t_p = 500\mu s$ ergibt sich aus der Injektorhydraulik. Bei noch kleineren Pausenzeiten würde der Injektor zwischen den Einspritzungen nicht vollständig schließen und die einzelnen Einspritzungen wären optisch nicht mehr zu unterscheiden. Wie bei den Einfacheinspritzungen, werden auch für die Dreifacheinspritzungen verschiedene Variationen der Eingangsparameter durchgeführt. Ziel dieser Messreihen ist zum einen die Analyse der Effekte von Mehrfacheinspritzungen - wodurch unterscheiden sich die zweite und dritte Einspritzung von der ersten? - und zum anderen die Untersuchung der Sensitivitäten von Gemischbildung und Verbrennung gegenüber den verschiedenen Eingangsparametern, wenn die Einspritzung in mehreren Teilen erfolgt - wie stark ist der Einfluss der Eingangsparameter auf die zweite und dritte Einspritzung?

5 Setup der Simulation

In diesem Kapitel wird das Setup der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Simulationen erläutert. Im ersten Unterkapitel (5.1) wird das Setup für die Brennkammersimulation vorgestellt. Die 3D CFD allgemein, die Initialisierung des Sprays, die Tabellierung der Chemie und die Auswertemethodik. Im zweiten Unterkapitel (5.2) wird insbesondere auf die Unterschiede zwischen Motor- und Brennkammersimulation eingegangen.

5.1 Brennkammer: Gemischbildung, Zündung und Verbrennung

In Abbildung 5.1 ist schematisch die Abfolge verschiedener Simulationen zu sehen, die zusammen die so genannte Toolkette darstellen. Die Toolkette bildet die gesamte Wirkkette vom Injektor bis zur Brennkammer ab. Der Begriff Toolkette wird genutzt, um die Initialisierung mithilfe von Simulation von Hydraulik und Düseninnenströmung sowie die Verwendung des Fabian Fischer Primärzerfallsmodells [22] zu beschreiben. In diesem Kapitel wird die 3D CFD Spray- und Verbrennungssimulation mit AVL FIRE (Abschnitt 5.1.1), die Initialisierung des Sprays (Abschnitt 5.1.2) und die Tabellierung der Chemie (Abschnitt 5.1.3) beschrieben. Im letzten Abschnitt wird ausführlich auf die Auswertemethodik eingegangen, da diese der Auswertung des Experiments angepasst werden muss.

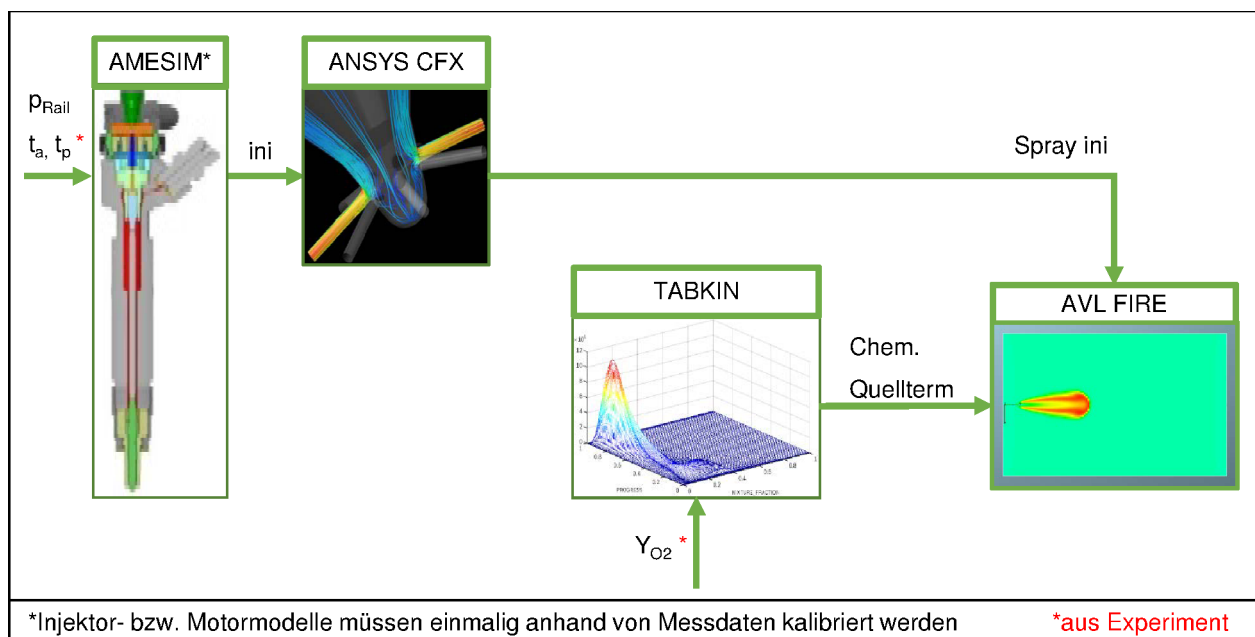


Abbildung 5.1: Toolkette für die Brennkammersimulation

5.1.1 3D CFD - AVL FIRE

Für die 3D CFD von Spraybildung und Verbrennung wird das kommerzielle Programm FIRE von der AVL List GmbH eingesetzt. Die Modellierung der chemischen Reaktionen erfolgt mithilfe von tabellierter Chemie. Der Grund hierfür ist hauptsächlich die vergleichsweise geringe Rechenzeit für Simulationen mit umfangreichen Reaktionsmechanismen. Dabei wird TABKIN FGM als FGM Ansatz genutzt. Die genaue Tabellierungsstrategie für die Brennkammersimulationen wird in Abschnitt 5.1.3 beschrieben. In der

restlichen Arbeit wird FGM grundsätzlich synonym zu TABKIN FGM verwendet. Als Turbulenzmodell wird das k - ζ -f Turbulenzmodell verwendet. Das Gas wird als ideales Gas behandelt, da für TABKIN FGM noch keine Realgasimplementierung existiert. Als Gitter wird ein zylinderförmiges Netz mit etwa 180000 Zellen und einem Volumen von 0.8 Litern (Abb.5.2) eingesetzt, das sich als für Spraysimulationen optimal geeignet erwiesen hat. Durch das gegenüber der Sprayausbreitung große Volumen findet zum einen keine Interaktion von Spray und Wand statt, zum anderen ändert sich der Druck in der Kammer durch die Verbrennung nur wenig (Vgl. Abbildung 4.1), obwohl das Volumen konstant gehalten wird. Beides sind wichtige Voraussetzung für die Vergleichbarkeit von Simulation und Experiment.

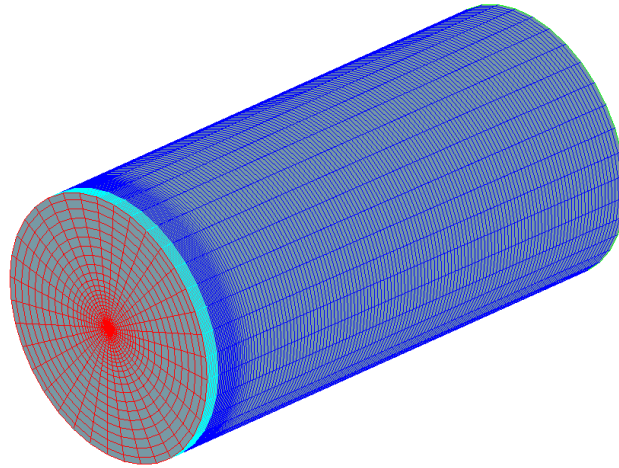


Abbildung 5.2: Bosch Standard Spray Gitter

Die initialen Kammerbedingungen - Gaszusammensetzung, Dichte und Temperatur - werden direkt vom Experiment auf die Simulation übertragen.

5.1.2 Spray Initialisierung

Für das in FIRE verfügbare Spray Modul gibt es verschiedene Möglichkeiten der Initialisierung. An dieser Stelle sei auf zwei Möglichkeiten hingewiesen: die Initialisierung mit einer Massenrate und die Initialisierung mit spritzloch- und zeitaufgelösten Strömungsinformationen. In Abbildung 5.3 sind eine mit der Toolkette berechnete Rate und eine für den Vergleich erstellte trapezförmige Rate zu sehen. Die insgesamt eingespritzte Masse und die Einspritzdauer bleiben dabei gleich. Der Effekt, den die Initialisierungsmethode auf die Spray- und Verbrennungssimulation hat, wird in Kapitel 6.1.1 gezeigt.

Initialisierung mit Massenrate

Ohne Kenntnis der Strömungsbedingungen im Spritzloch müssen Annahmen für die Sprayinitialisierung getroffen werden. Im einfachsten Fall wird eine rechteckige oder trapezförmige Massenrate angenommen. Eine Trapezrate, wie sie typischerweise ohne nähere Kenntnis der Injektorhydraulik angenommen wird, ist in Abbildung 5.3 zu sehen. Entscheidend dabei sind die Dauer, die maximale Massenrate und die Gesamtmasse der Einspritzung. Falls Einspritzratenmessungen vorliegen, können Spraysimulationen auch mit der experimentell ermittelten Massenrate initialisiert werden. Die im Experiment realisierbaren Gegendrucke sind jedoch deutlich kleiner als im Motor üblich. Zudem werden die spritzlochaufgelösten Strömungseigenschaften des flüssigen Kraftstoffs und deren Einfluss auf den Spray Aufbruch nicht berücksichtigt. Gemessene Massenraten sind daher ein guter Anhaltspunkt für die Sprayinitialisierung, sollten jedoch ebenfalls mit Vorsicht eingesetzt werden.

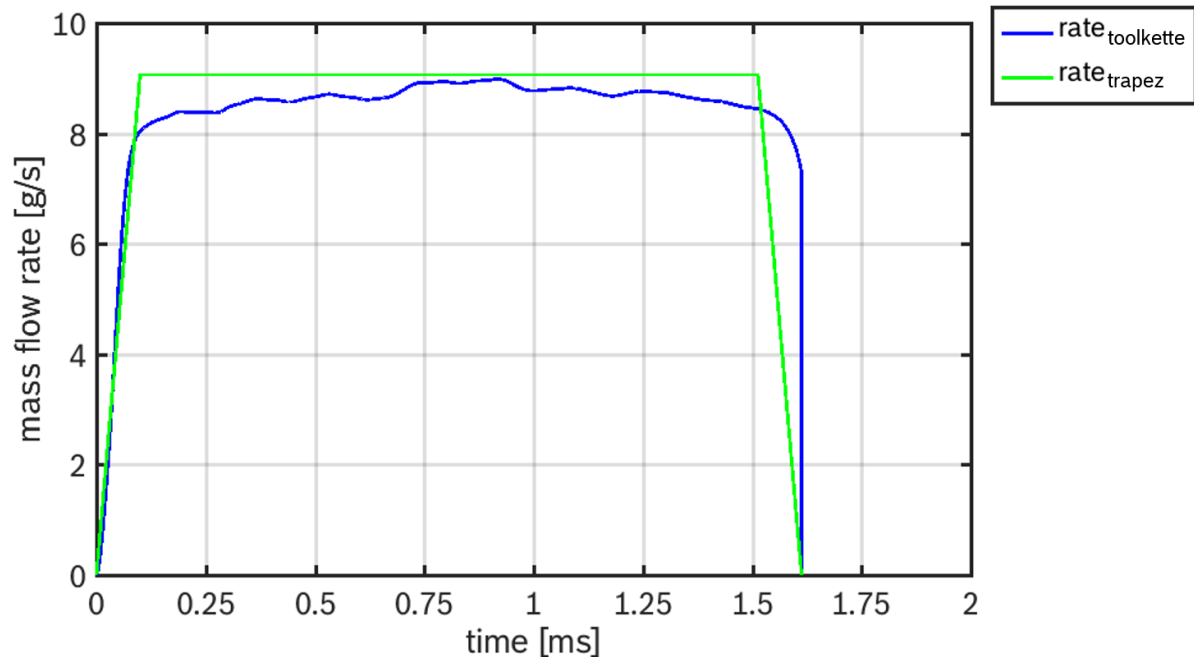


Abbildung 5.3: Gegenüberstellung der Massenraten für die Sprainitialisierung für den SprayB Standardfall mit und ohne Toolkette

Initialisierung mit Toolkette

In einem ersten Schritt der Toolkette (Abbildung 5.1) wird die injektorspezifische Hydraulik mit AMESIM simuliert. Die verwendeten Modelle basieren auf der Kenntnis des Injektoraufbaus und ausführlichen Abgleichen mit Messdaten. Auf diese Weise lassen sich Ansteuerdauern, Rail- und Gegendrücke in Einspritzraten und Druckverläufe an verschiedenen Stellen des Injektors umrechnen. Im zweiten Schritt werden 3D CFD Düseninnenströmungssimulationen mit ANSYS CFX durchgeführt, die mit dem Nadelhub und den Druckverläufen aus der Hydrauliksimulation aufgesetzt werden. Die Übergabe der Ergebnisse an die 3D Spray- und Verbrennungssimulation erfolgt mithilfe von so genannten Nozzlefiles. Die in den Nozzlefiles enthaltenen spritzlochaufgelösten Strömungsinformationen (Geschwindigkeitsverteilung, Turbulenzgrad, ...) werden in der 3D Spraysimulation genutzt, um die eingebrachten Kraftstofftropfen zu initialisieren. Der Primärzerfall wird aufbauend auf diesen Informationen mit dem Fischer-Primärzerfallsmodell [22] (pbff - primary breakup fabian fischer) modelliert. Wenn im Folgenden von der Toolkette die Rede ist, ist in der Regel die Toolkette von der Injektorhydraulik bis zum Primärzerfall mithilfe des pbff gemeint. Entsprechende Größen werden mit \dots_{pbff} indiziert.

5.1.3 TABKIN FGM

Die Verwendung von TABKIN FGM wird in drei Teilen vorgestellt. Im ersten Teil wird die Erstellung der Tabellen mit TABKIN, im zweiten Teil die Kopplung mit FIRE und im dritten Teil eine detaillierte Studie zum Aufbau der Tabellen vorgestellt.

Tabellenerstellung mit TABKIN

In Abbildung 5.4 ist ein Überblick über den Tabellierungsprozess gegeben. Der Löser von TABKIN berechnet die Chemie für perfekt vorgemischte Reaktoren mit konstantem Druck p , der Frischgastem-

peratur T_0 , dem Mischungsbruch von Kraftstoff und Oxidator Z und der Varianz des Mischungsbruchs Z^2 . Anschließend wird die Zeitachse der Ergebnisse auf die Fortschrittsvariable PV übertragen. PV entspricht der Fortschrittsvariablen C in Abschnitt 3.2.3. Die Fortschrittsvariable wird durch die Massenbrüche verschiedener Spezies definiert. In allen im Rahmen dieser Arbeit diskutierten Fälle wird dafür die gleiche Linearkombination der Massenbrüche von CO_2 , CO und HO_2 verwendet. Die Normierung der Fortschrittsvariable basiert auf dem Vergleich mit den Massenbrüchen im Gleichgewichtszustand wodurch sie für alle Z von $0 = \text{unverbrannt}$ bis $1 = \text{verbrannt}$ läuft.

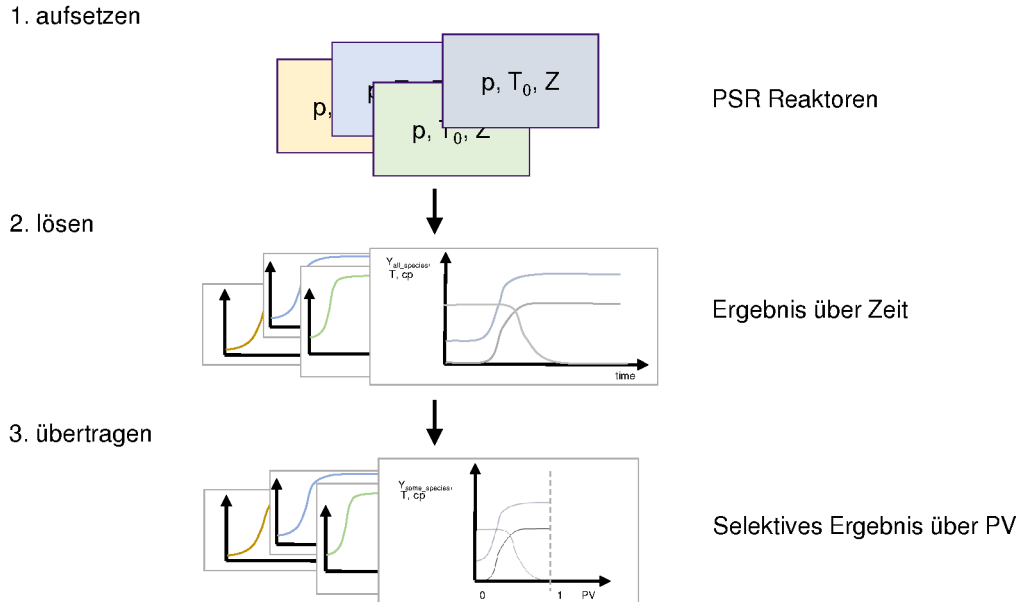


Abbildung 5.4: Schematische Darstellung der Tabellierung mit TABKIN

Im ersten Schritt werden die Reaktoren aufgesetzt. Neben den Reaktoreigenschaften (p , T_0 , Z) werden die Oxidator- und Kraftstoffzusammensetzung, der für die Lösung zu verwendende Reaktionsmechanismus und die Definition der Fortschrittsvariablen angegeben. Der Bereich der zu lösenden Reaktoreigenschaften und die Oxidatorzusammensetzung ergeben sich aus dem Experiment. Die Anzahl der benötigten Stützstellen für die verschiedenen Reaktoreigenschaften wird in 5.1.3 ermittelt. Als Kraftstoff wird reines n-Dodekan oder ein Gemisch aus n-Dodekan und Xylen verwendet, das im Abgleich mit Stoßrohrrohr- und Strömungsreaktor-Experimenten gute Ergebnisse als Diesel Surrogat gezeigt hat ([pei_2014]). Die Eignung des Gemischs als Diesel-Surrogat im Brennkammer-Experiment wird in 6.1.2 untersucht. Als Reaktionsmechanismus wird ein gezielt für Dieselanwendungen reduzierter n-Dodekanmechanismus der Lawrence Livermore National Laboratories (LLNL) genutzt. Für die Rußbildung wird das in FIRE verfügbare kinetische Rußmodell in die Tabellierung integriert. Das kinetische Rußmodell in FIRE basiert auf einem detaillierten Reaktionsschema für die Rußentstehung und -oxidation ([3], [6]). Das aktuelle Modell verwendet eine reduzierte Version dieses Reaktionsschemas mit Modellkonstanten für verschiedene Kraftstoffklassen. Weitere Ausführungen finden sich in [7].

Im Rahmen einer hier nicht weiter beschriebenen Vorstudie erwiesen sich die LLNL nHeptan-, n-Dodekan und Diesel Surrogat Reaktionsmechanismen sowohl in detaillierter als auch in reduzierter Form als geeignet für die Verwendung mit TABKIN FGM. Im Gegensatz dazu hatte sich gezeigt, dass die Verwendung des reduzierten nHeptan Mechanismus des Engine Research Center (ERC), der aktuell für die Simulation mit detaillierter Chemie eingesetzt wird, in Kombination mit FGM lokal zu unphysikalisch hohen Temperaturen führt. Die Tabelle des ERC weist im fetten Bereich ($0.1 \leq Z \leq 0.2$) ein verrauschtes Verhalten mit hoher Kalte-Flamme-Aktivität auf. Bei reduzierten Reaktionsmechanismen mit einer größeren Anzahl Spezies und detaillierten Mechanismen wie beispielsweise den LLNR Mechanismen wird kein solches

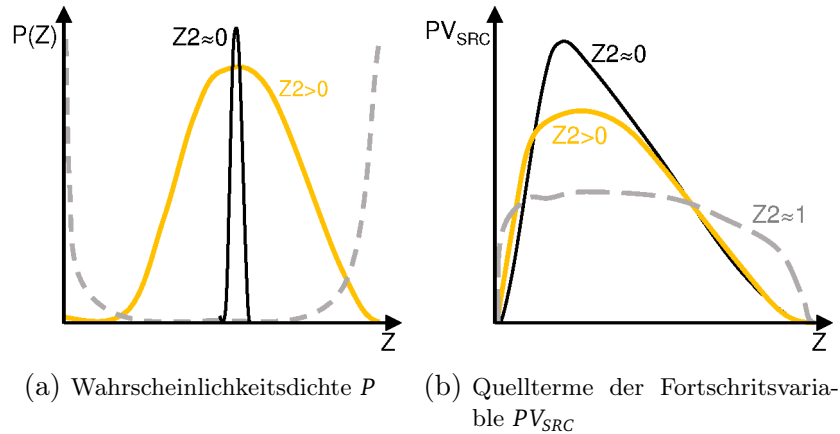


Abbildung 5.6: Schematische Darstellung der Wahrscheinlichkeitsdichte P und Quellterme der Fortschrittsvariable PV_{SRC} über dem Mischungsbruch Z für verschiedene Mischungsbruchvarianzen $Z2$

Verhalten beobachtet. Es wird daher angenommen, dass das Rauschen ein Artefakt aus der Reduktion des detaillierten Reaktionsmechanismus ist.

Im dritten Schritt wird die Zeitachse auf die Fortschrittsvariable übertragen. Gegebenenfalls wird außerdem die Chemie-Turbulenz Interaktion berücksichtigt. Für mischungsdominierte Verbrennungsvorgänge werden dafür zusätzlich Einträge für Mischungsbruchvarianzen $Z2 \neq 0$ hinzugefügt. Für flammenfortschrittsdominierte Verbrennungsvorgänge werden zusätzlich Einträge für Fortschrittsvariablenvarianzen $PV2 \neq 0$ hinzugefügt. Da die Dieselsprayverbrennung hauptsächlich mischungsdominiert ist, wird in allen weiteren Ausführungen nur die Varianz des Mischungsbruchs berücksichtigt. Gleichung 5.1 zeigt die Abhängigkeit des Quellterms der Fortschrittsvariable $\overline{PV_{SRC}}$ von der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion $P(Z)$.

$$\overline{PV_{SRC}} = \int_0^1 \int_0^1 PV_{SRC}(Z, PV) P(Z) dZ dPV \quad (5.1)$$

Die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion $P(Z)$ wird als Betaverteilung aus Z und $Z2$ berechnet. In Abbildung 5.5a sind schematisch die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen $P(Z)$ für verschiedene Mischungsbruchvarianzen $Z2$ dargestellt. Abbildung 5.5b zeigt die resultierenden Quellterme der Fortschrittsvariablen PV_{SRC} .

Eine große Mischungsbruchvarianz $Z2$ führt demnach zu kleineren maximalen Quelltermen der Fortschrittsvariable PV_{SRC} und einer breiteren Verteilung von PV_{SRC} über dem Mischungsbruch Z .

Kopplung mit FIRE

Zusätzlich zu den üblichen Transportgrößen in der 3D CFD, werden der Mischungsbruch Z , die Fortschrittsvariable PV und die Mischungsbruchvarianz $Z2$ transportiert. Das TABKIN Interface verbindet die 3D Verbrennungssimulation und die TABKIN Tabellen. Aus Temperatur, Druck, Mischungsbruch und Fortschrittsvariable berechnet das Interface die virtuelle Frischgas Temperatur, die ein isobarer Reaktor zu Beginn der Reaktion gehabt haben muss. Aus diesem Reaktor werden dann der Quellterm der Fortschrittsvariable und die einzelnen Spezieskonzentrationen ausgelesen und auf das Strömungsfeld übergeben. Eine besondere Schwierigkeit stellt dabei die Übertragung der thermodynamischen Stoffwerte - molekulare Masse, Bildungsenthalpie, Enthalpie, C_p und dC_p/dT - dar. Ein weiteres Ergebnis der Vorstudien zur Brennkammersimulation, ist die Entwicklung des 'Synthetic Thermal' (ST) Konzepts

seitens der AVL. Unter Verwendung des ST Konzepts werden alle genannten Stoffwerte der Reaktoren mit tabelliert. Das TABKIN Interface greift auf diese Werte zu, vergleicht sie mit den Eigenschaften eines synthetischen Gemischs aus sechs Spezies und passt die Massenbrüche der Spezies so an, dass sich die gleichen Stoffwerte ergeben. FIRE leitet aus der Zusammensetzung des sythetischen Gemischs die thermodynamischen Stoffwerte ab. Dadurch wird sichergestellt, dass die Stoffwerte in Tabelle und CFD deckungsgleich sind. Inkonsistenzen werden ausgeschlossen. In allen im Folgenden beschriebenen Verbrennungssimulationen wird das ST Konzept verwendet.

Studie zum Aufbau der Tabelle

Neben der konsistenten Abbildung der Stoffwerte und der Wahl des Reaktionsmechanismus ist der Aufbau der Tabelle für den Look-up entscheidend. Eine für eine FGM Simulation generierte Tabelle soll für eine festgelegte Oxidator-Zusammensetzung und alle im Verlauf der Verbrennung auftretenden Kombinationen aus Frischgas-Temperatur (T_0), Druck (p), Mischungsbruch (Z), Fortschrittsvariable (PV) und Mischungsbruchvarianz (Z^2) den richtigen Quellterm PV_{SRC} bereitstellen. Wenn in der CFD eine Kombination dieser Größen auftritt, die so vorher nicht simuliert wurde, wird zwischen den nächstgelegenen Werten interpoliert. Durch diese Interpolation können Fehler entstehen, insbesondere in Regionen großer Änderungen der Gradienten. Aus diesem Grund ist es wichtig, ausreichend Stützstellen im abzudeckenden Bereich zu definieren. Demgegenüber steht der erhöhte Rechenaufwand bei der Erstellung der Tabelle und der große Speicherbedarf für die Tabellengenerierung und die CFD. Optimal ist also eine möglichst kleine aber ausreichend fein diskretisierte Tabelle.

Um die Auswirkungen der Tabellendiskretisierung auf die Verbrennung in der CFD Spraysimulation zu untersuchen, wird zunächst eine Basistabelle erstellt. Anschließend wird die Basistabelle in einer Dimension, also zum Beispiel dem Druck, verfeinert. Die Verfeinerung erfolgt indem zwischen alle Stützstellen jeweils eine neue Stützstelle hinzugefügt wird. Die Anzahl der Stützstellen verdoppelt sich daher nahezu. Nach einer Verfeinerung werden die CFD Ergebnisse für die verfeinerte Tabelle mit denen der Basistabelle verglichen. Es wird davon ausgegangen, dass die Verfeinerung einer bereits ausreichend fein diskretisierten Tabelle keine signifikanten Änderungen im CFD Ergebnis verursacht. Im Umkehrschluss bedeutet eine Änderung im CFD Ergebnis, dass die Basistabelle noch nicht fein genug diskretisiert ist. In diesem Fall wird die verfeinerte Tabelle wiederum verfeinert, um zu prüfen, ob das CFD Ergebnis der zweifach verfeinerten Tabelle mit der der einfach verfeinerten Tabelle übereinstimmt. Dieses Vorgehen wird für alle Größen so oft wiederholt bis keine Verfeinerung mehr zu einem veränderten CFD Ergebnis führt. Wechselwirkungen zwischen den Verfeinerungen der verschiedenen Dimensionen werden stichprobenartig untersucht.

Basistabelle

Die Basistabelle wird gezielt für die zu simulierenden Zustände in der Brennkammer entworfen 5.7. Als Stützstellen für den Druck dienen die initialen Drücke in der Brennkammer. Die geringe Anzahl Stützstellen rechtfertigt sich dadurch, dass sich der Druck durch das große, konstante Volumen, den relativ kleinen Energieeintrag und die kurze Brenndauer kaum ändert.

Bei der Temperatur wird ebenfalls der Bereich, der im Versuch untersuchten initialen Temperaturen abgedeckt. Zusätzlich wird der Bereich zwischen 650K und 700K sehr fein diskretisiert, da die Temperatursensitivität in dem Bereich sehr groß ist und durch die Verdunstungskühlung auch diese niedrigen Temperaturen auftreten. Wird der Bereich nicht ausreichend fein diskretisiert, wird der chemische Quellterm bei der Interpolation überschätzt und der Zündverzug wird kürzer 5.8.

Aufgrund der Relevanz für die Verbrennungsreaktionen wird der Mischungsbruch im Bereich stöchiometrischer Mischung ($Z_{st} \approx 0.06$) besonders fein diskretisiert. Die Stützstellen zwischen 0 und Z_{st} und zwischen Z_{st} und 0.3 werden quadratisch verteilt. Die feinere Diskretisierung liegt dabei in Richtung von Z_{st} . Da jenseits der Zündgrenze bei ca. $Z = 0.3$ nur noch wenig chemische Aktivität erwartet wird, wird der Bereich zwischen $Z = 0.3$ und $Z = 1$ vergleichsweise grob diskretisiert.

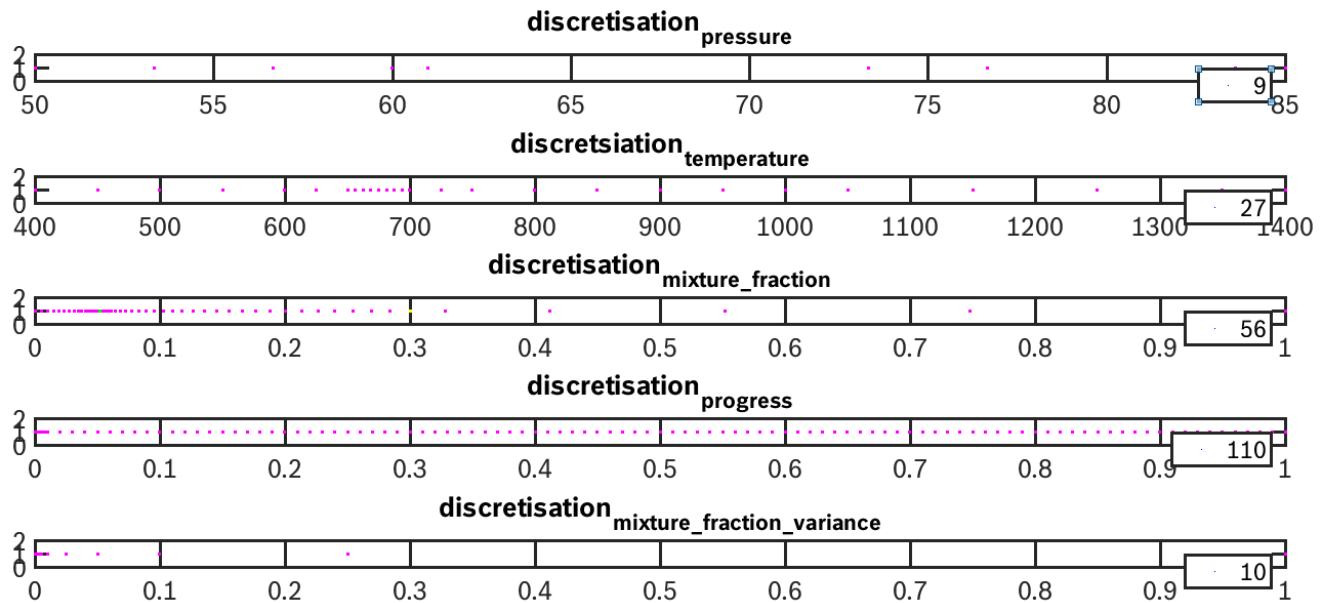


Abbildung 5.7: Diskretisierung der Basistabelle

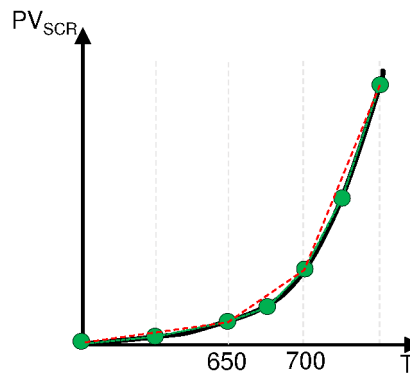


Abbildung 5.8: Interpolationsfehler durch zu grobe Diskretisierung

Die zehn Stützstellen für $Z2$ bewegen sich zwischen 0 und 1. Da die maximale Mischungsbruchvarianz erfahrungsgemäß $Z2 \leq 0.02$ nicht überschreitet, also vor allem sehr kleine $Z2$ wichtig für die Simulation sind, wird der Abstand zwischen den Stützstellen von 0 bis 1 exponentiell größer.

Die 100 Stützstellen für PV werden linear auf den Bereich zwischen 0.01 und 1 verteilt. Zusätzlich werden die Beiche in unmittelbarer Nähe von 0 und 1 sehr fein diskretisiert, um sowohl die sehr frühen als auch die sehr späten Phasen in der Verbrennung möglichst korrekt abzubilden. Das Problem in diesen Phasen besteht darin, dass die Spezies, die für die PV -Definition genutzt werden, noch nicht oder nicht mehr stark in Reaktionen involviert sind, wodurch die physikalischen Zeitschritte für die gleiche Schrittgröße in PV sehr groß werden. Da andere Spezies maßgeblich in diesen Phasen aktiv sind, besteht die Gefahr, deren Entwicklung nur unzureichend abzubilden.

Verfeinerung in der Mischungsbruch-Diskretisierung

Die so erstellte Basistabelle wird in Z verfeinert. Der Vergleich der CFD Ergebnisse erfolgt anhand des Verlaufs der maximalen Temperatur T_{max} . In Abbildung 5.9 sind die Verläufe von T_{max} für verschiedene initiale Kammertemperaturen T_{Kammer} zu sehen. Je kleiner T_{Kammer} desto länger verläuft T_{max} konstant, bevor es einen sprunghaften Anstieg gibt. Dieser Anstieg wird als Zündzeitpunkt interpretiert. Es lässt

sich erkennen, dass der Zündverzöger durch jede Verfeinerung in Z drastisch kürzer wird und auch nach dreimaligem Verfeinern zu keinem Wert konvergiert.

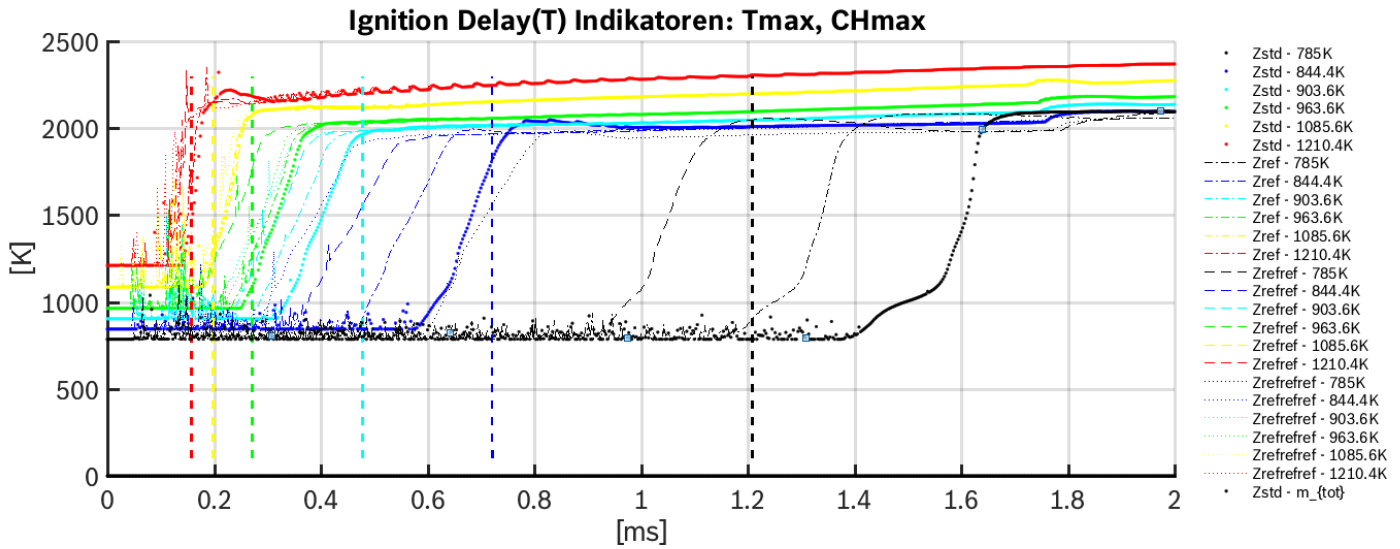


Abbildung 5.9: Verlauf der maximalen Temperatur über der Zeit für verschiedene initiale Kammertemperaturen und Verfeinerungsstufen von Z

In Abbildung 5.10 ist der Grund für die frühe Zündung zu erkennen. Bei sehr kleinen Z und PV weist PV_{SCR} einen ungewollten starken Ausschlag nach oben auf. Dieser Ausschlag wird mit jeder Verfeinerung in Z größer. Im Vergleich zu den Spitzenwerten von PV_{SCR} ist dieser Ausschlag zwar winzig, dennoch führt er dazu, dass die Verbrennung in den frühen Phasen zu schnell startet. Die lokal zu großen Quellterme führen zu lokal zu großen PV , die durch Diffusion verteilt werden und so den Effekt vergrößern. Um diesem Problem zu begegnen, wird der Bereich $0 < Z < 0.005$ von der Verfeinerung ausgenommen und die Verfeinerungsstudie erneut durchgeführt. Es zeigt sich, dass eine unter dieser Voraussetzung verfeinerte Tabelle zu den gleichen Ergebnissen in der CFD führt wie die Basistabelle. Eine Verfeinerung der Basistabelle in Z ist demnach nicht nötig.

Der ungewollte starke Ausschlag von PV_{SCR} bei sehr kleinen Z geht auf ein Relikt aus der Übertragung der Zeitachsen der berechneten Reaktoren auf die Fortschrittsvariable. Der Fehler sollte in den nächsten Versionen von TABKIN behoben werden.

Verfeinerung in der Fortschrittsvariablen-Diskretisierung

Für die Verfeinerung in PV ergibt sich ein ähnliches Bild. Wird die im Anfangsbereich ohnehin schon feiner diskretisierte Tabelle verfeinert, verschiebt sich der Zündverzöger nach vorne. In der Annahme, dass es sich um ein ähnliches Phänomen handelt wie bei Z wird eine neue Basistabelle erstellt, in der PV im Anfangsbereich nicht extra viele Stützstellen hat, sondern 100 Stützstellen gleichmäßig zwischen 0 und 1 verteilt sind. Für diese neue Basistabelle führt eine Verfeinerung von PV zu keiner nennenswerten Verschiebung des Zündverzugs mehr.

Verfeinerung der Diskretisierung der übrigen Reaktoreigenschaften

Unter Verwendung der neuen Basistabelle führt eine Verfeinerung in T_0 für kleine T_{Kammer} zu einer leichten Änderung im Zündverzöger. Um auch diese Fälle richtig abbilden zu können, werden einige weitere T_0 -Stützstellen in die Basistabelle eingefügt. Die Verfeinerung in p führt zu keiner sichtbaren Änderung. Auch die Kombination verschiedener Verfeinerungen ergab keine weiteren Änderungen.

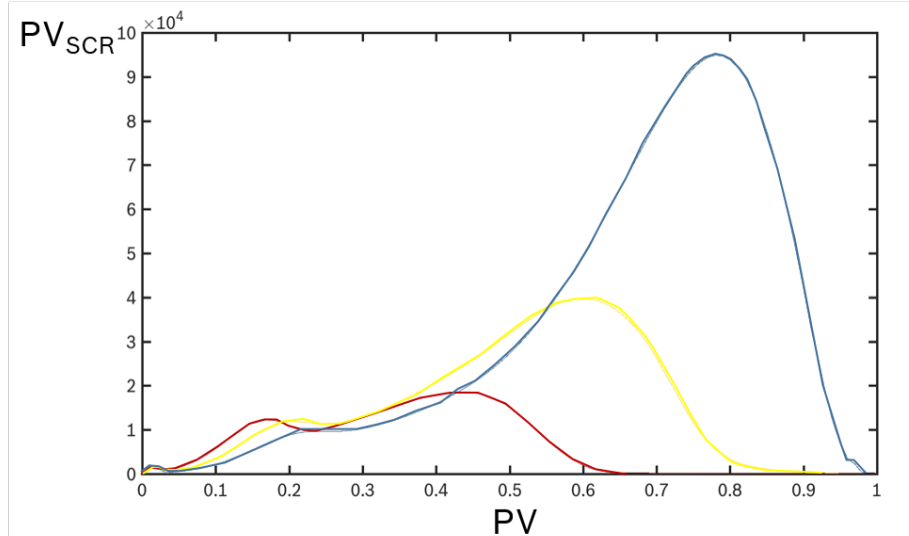


Abbildung 5.10: 2D Darstellung von PV_{SCR} über PV bei $Z = 0.002$, $TVFG = 900K$, $p = 60bar$ und $Z2 = 0$

Fazit

Zusammenfassend wurden drei Änderungen an der Basistabelle vorgenommen: Keine Stützstellen im Bereich $0 < Z < 0.005$, kein extra verfeinerter Anfangsbereich von PV , zusätzliche Stützstellen in T_0 . Die so entstandene Tabelle wird im Folgenden für alle n-Dodekan Brennkammersimulationen bei $X_{O_2} = 15\%$ genutzt. Für eine Anpassung von Kraftstoff- oder Oxidatorzusammensetzung wird die entsprechende Größe für die Tabellengenerierung angepasst, die Diskretisierungsstrategie wird aber beibehalten.

5.1.4 Auswertemethodik

Es gibt keine direkt vergleichbaren Größen aus Experiment und Simulation. Für das Experiment wurden in Kapitel 4 verschiedene Auswertegrößen definiert (Tab. 4.1). Für die Simulation sollen die gleichen Auswertegrößen bestimmt werden. In Tabelle 5.1 sind die für die Auswertung der Simulation verwendeten Kriterien für die einzelnen Größen aufgelistet. Ergänzend ist auch die im Rahmend des ECN Workshops verwendete Definition aufgeführt.

Im Folgenden wird die Wahl der Definitionen und deren Interpretation in Bezug auf die im Experiment ermittelte Auswertegröße diskutiert. Für die Diskussion der Auswertemethodik werden die experimentellen und simulativen Ergebnisse der n-Dodekan Einfacheinspritzung verwendet.

Flüssige Eindringtiefe LP

Im Fall von LP wird nicht der Volumenanteil als Kriterium eingesetzt, da ein in der Sprayachse sehr feines Netz eingesetzt wird, für das einzelne weit fliegende Tröpfchen die Auswertung verzerren könnten. Anstatt dessen wird der Bereich bestimmt, innerhalb dessen sich 80% des flüssigen Volumens befinden. Der gegenüber dem üblichen Schwellwert von 90% niedrige Schwellwert wird gewählt, da der Vergleich mit den ECN Messungen 4.3 gezeigt hatte, dass die Mie-Streulicht Messung weniger sensitiv ausfällt als in der Literatur üblich.

Dampfeindringtiefe VP

Im Fall von VP wird ebenfalls ein vergleichsweise konservativer Schwellwert verwendet, um bei Mehrfacheinspritzungen auch die Dampfeindringkurven der zweiten und dritten Einspritzung abbilden zu können. Bei einem zu niedrigen Schwellwert wird der Restkraftstoffdampf der ersten Einspritzung als

VP interpretiert und nicht die zweite Einspritzung. Da sich die Dampfeindringkurve durch den höheren Schwellwert kaum ändert, wird die Erhöhung des Schwellwerts als unkritisch angesehen.

Zündverzug ID

In der Diskretisierungsstudie wurde der Verlauf der maximalen Temperatur T_{max} als Indikator für den Zündverzug genutzt. Als Zündverzug wird jeweils der Zeitpunkt definiert, zu dem $T_{max} \geq 1500K$ erstmals überschreitet. Im Gegensatz zu dem von ECN verwendeten Kriterium des maximalen Gradienten, werden daher keine Zündverzüge ermittelt, wenn T_{max} unter $1500K$ bleibt. Der Grund für diese Wahl ist der Bezug zum Experiment. Wenn keine Heiße-Flamme-Chemie auftritt, kann die verwendete Kamera kein Verbrennungsleuchten aufnehmen. Um weitere Kriterien für den Zündzeitpunkt zu bewerten und einen Bezug zu den im Experiment beobachteten Größen ID_{blau} und $ID_{grün}$ herzustellen, werden weitere Indikatoren untersucht. Abbildung 5.11 zeigt die Verläufe der maximalen Temperatur (T_{max}) und der maximalen Spezieskonzentrationen von Formaldehyd ($Y_{CH_2O_{max}}$), Ruß ($Y_{SOOT_{max}}$), OH ($Y_{OH_{max}}$) und CH ($Y_{CH_{max}}$) für den SprayB Standardfall. Formaldehyd wird betrachtet, weil es vermutlich in vielen Fällen für das frühe blaue Leuchten im Experiment verantwortlich ist, Ruß, weil es als Hauptursache für das grüne Leuchten betrachtet wird, OH , weil es im ECN Workshop als Indikator Verbrennung genutzt wird und CH , weil dessen Chemilumineszenz ebenfalls im blauen Spektrum strahlt. Für alle vier betrachteten Spezies ist ein sprunghafter Anstieg im Bereich des Anstiegs von T_{max} zu sehen. Während der Sprung für $Y_{CH_2O_{max}}$ mit dem allerersten Ansteigen von T_{max} korreliert, findet der Sprung der anderen drei Spezies bei etwa 3/4 des Anstiegs von T_{max} statt. Auf Grund der Korrelation zur Flammenfarbe im Experiment werden im Folgenden zusätzlich zu T_{max} auch $Y_{CH_2O_{max}}$ und $Y_{SOOT_{max}}$ und in einigen Fällen auch $Y_{CH_{max}}$ als Verbrennungsindikatoren verwendet.

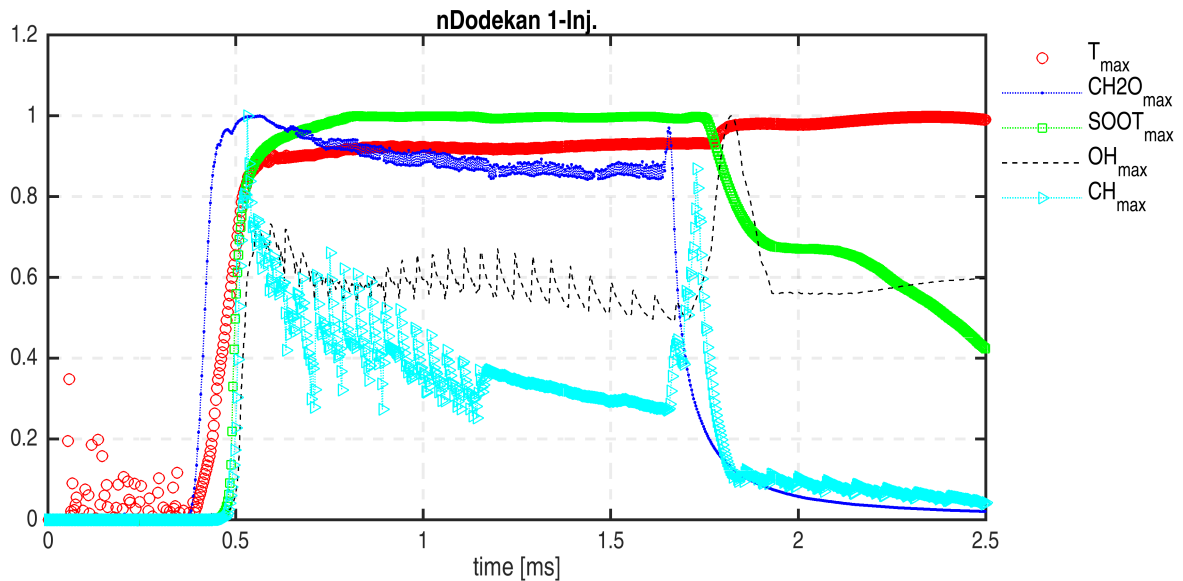


Abbildung 5.11: Zeitlicher Verlauf verschiedener Verbrennungsindikatoren für den SprayB Standardfall

Zündverzug für Mehrfacheinspritzungen

In Abbildung 5.12 sind die Verläufe der gleichen Indikatoren für eine Diesel Dreifacheinspritzung unter SprayB Standardbedingungen und einer elektrischen Pausenzeit von $t_p = 0,7ms$ zu sehen. Es ist zu erkennen, dass T_{max} und $Y_{OH_{max}}$ nicht als Indikatoren für die zweite und dritte Einspritzung genutzt werden können, da sie nach Ende der ersten Einspritzung nahezu konstant bleiben und keine sichtbare Veränderung bei der zweiten und dritten Zündung zeigen. Auch $Y_{SOOT_{max}}$ bleibt nach Ende der Einsprit-

zung groß, nimmt aber noch genug ab, um einen Zündzeitpunkt abzuleiten. Für Mehrfacheinspritzungen werden daher vornehmlich $Y_{CH_2O_{max}}$ und, falls erkennbar, $Y_{SOOT_{max}}$ als Indikatoren für den Zündverzögerung genutzt.

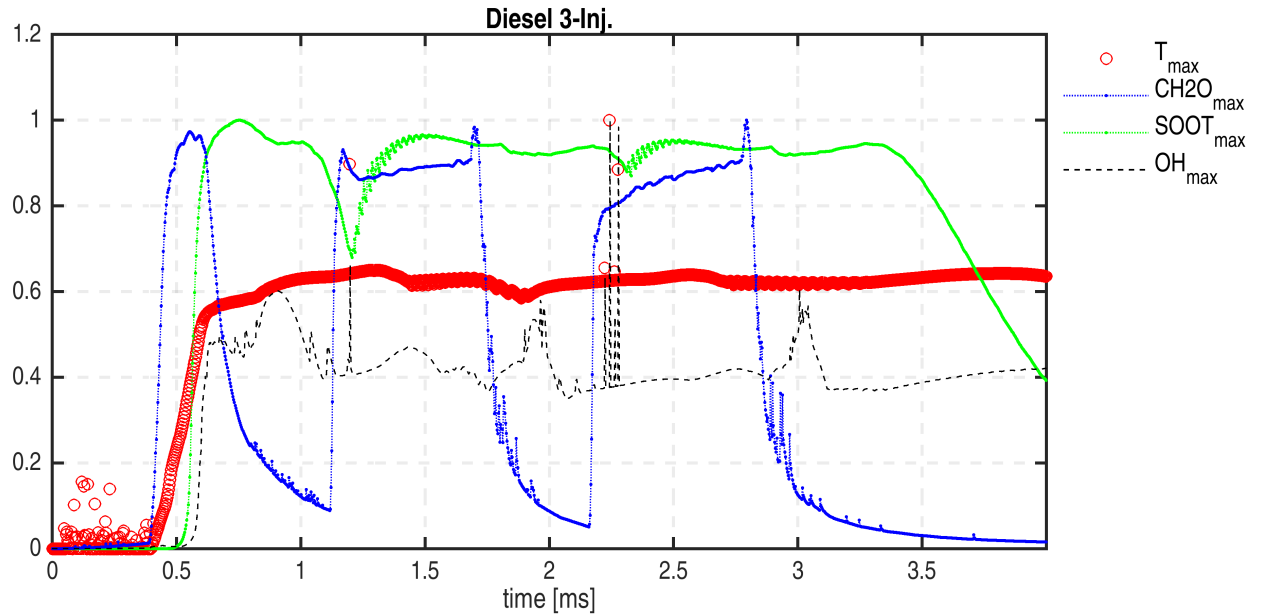


Abbildung 5.12: Zeitlicher Verlauf verschiedener Verbrennungsindikatoren für eine Diesel Dreifacheinspritzung unter SprayB Standardbedingungen

Flammenabhebehöhe LoL

Für die Bestimmung der stabilisierten Flammenabhebehöhe $LoL_{grün}$ aus der Simulation werden im 3D-Ergebnis die Isofläche von Ruß ($SOOT$) und die Temperatur (T) bei stabilisierter Flamme betrachtet (Abb. 5.13). Für LoL_{blau} werden die Isolinien von Formaldehyd (CH_2O) zum Zeitpunkt von ID_{SOOT} ausgewertet (Abb. 5.14).

Abbildung 5.13 zeigt einen Schnitt durch das reaktive n-Dodekan Spray 1ms nach Beginn der Einspritzung unter Standardbedingungen. In der oberen Bildhälfte ist die Rußkonzentration, in der unteren Bildhälfte die Temperatur und in der Mitte die Rußisofläche von $SOOT = 0.0004$ (etwa 70% der maximalen Rußkonzentration) mit Temperatureinfärbung abgebildet. Der linke Rand der Rußisofläche stabilisiert sich im Laufe der Einspritzung bei etwa 18mm und wird als LoL_{SOOT} interpretiert. Für den SprayB Standardfall führt die Wahl des Rußgrenzwertes zu einer guten Übereinstimmung von LoL_{SOOT} und $LoL_{grün}$. Der linke Rand der Temperatur-Isofläche, LoL_T , stabilisiert sich unterhalb von LoL_{SOOT} und liegt zwischen $LoL_{grün}$ und LoL_{blau} . Damit stimmt LoL_T gut mit dem in den Referenzmessungen ermittelten LoL_{OH} überein.

Um zu überprüfen, ob die Übertragung des Grenzwerts auf Fälle mit anderen Kammerbedingungen zulässig ist, wird der Verlauf von $Y_{SOOT_{max}}$ bei verschiedenen Kammertemperaturen (6.13) als Anhaltspunkt betrachtet. Für $T_{Kammer} \geq 850K$ werden in allen Fällen ähnliche Maximalwerte erreicht. Es wird daher angenommen, dass der Grenzwert bei etwa 70% des Maximalwerts für alle $T_{Kammer} \geq 850K$ zulässig ist. Je höher die Kammertemperatur im Experiment, desto stärker strahlt die gleiche Menge Ruß. Dadurch wird $LoL_{grün}$ für hohe Temperaturen zusätzlich kleiner und für niedrige Temperaturen zusätzlich größer. In der Simulation wird dieser Einfluss der Temperatur nicht berücksichtigt. Auf Grund dessen ist damit zu rechnen, dass LoL_{SOOT} in Fällen mit $T_{Kammer} \gg 900K$ größer und in Fällen mit $T_{Kammer} \ll 900K$

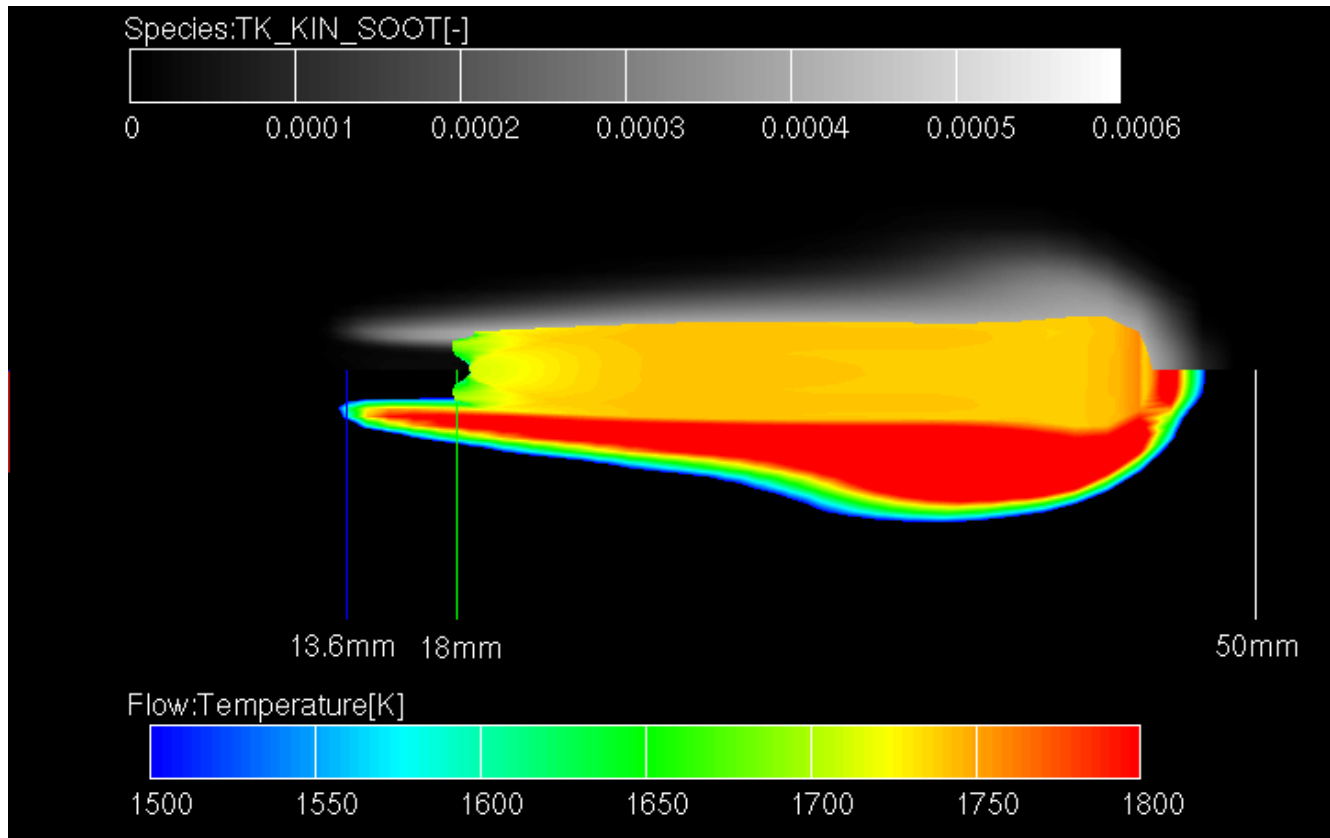


Abbildung 5.13: Schnitt durch das n-Dodekan Spray: Rußkonzentration und Temperatur für den SprayB Standardfall bei $t = 1ms$

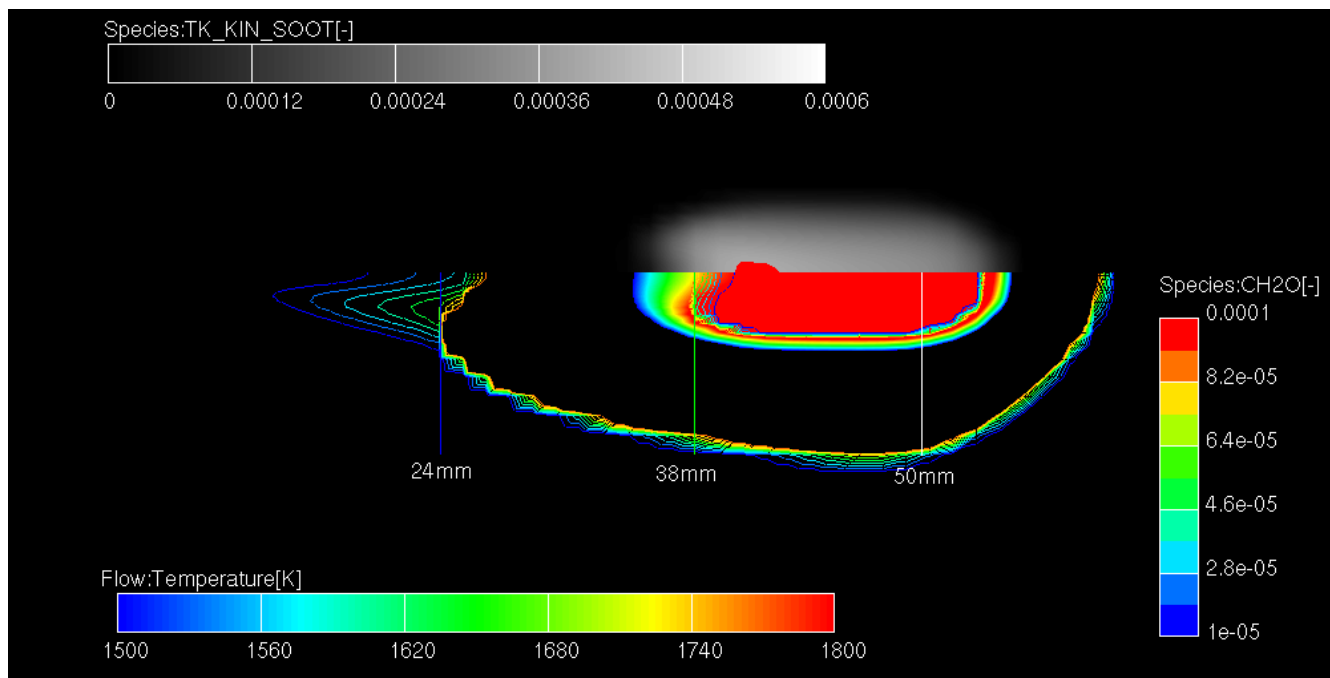


Abbildung 5.14: Rußkonzentration, Temperatur und Formaldehyd-Isolinien für den SprayB Standardfall zum Zeitpunkt von ID_{SOOT}

Kürzel Experiment	Kürzel Simulation	ECN Simulation	Bosch Simulation
LP	LP	flüssiger Volumenanteil $\geq 0.1\%$	Bereich von 80% flüssiges Volumen
VP	VP	Kraftstoff Massenbruch $\geq 0.1\%$	Kraftstoff Massenbruch $\geq 1\%$
ID_{mono}	$ID_{T_{max}}$	max. Gradient T_{max}	$T_{max} \geq 1500K$
ID_{blau}	ID_{CH_2O}		$CH_2O_{max} \geq 0.001$
$ID_{grün}$	ID_{SOOT}		$SOOT_{max} \geq 0.0004$
LOL_{OH}	LOL_T	$OH \geq 2\%max.OH$	$T \geq 1500K$
$LOL_{grün}$	LOL_{SOOT}		$SOOT \geq 0.0004$
LOL_{blau}	LOL_{CH_2O}		$CH_2O \geq 0.001$

Tabelle 5.1: Definition der Vergleichsgrößen in der Simulation

kleiner ist als $LOL_{grün}$. In den Fällen, in denen $T_{Kammer} \leq 800K$ ist, wird kein LOL_{SOOT} ausgewertet, da in diesen Fällen ID_{SOOT} erst nach Ende der Einspritzung erfolgt und sich kein stabiles LOL_{SOOT} einstellt.

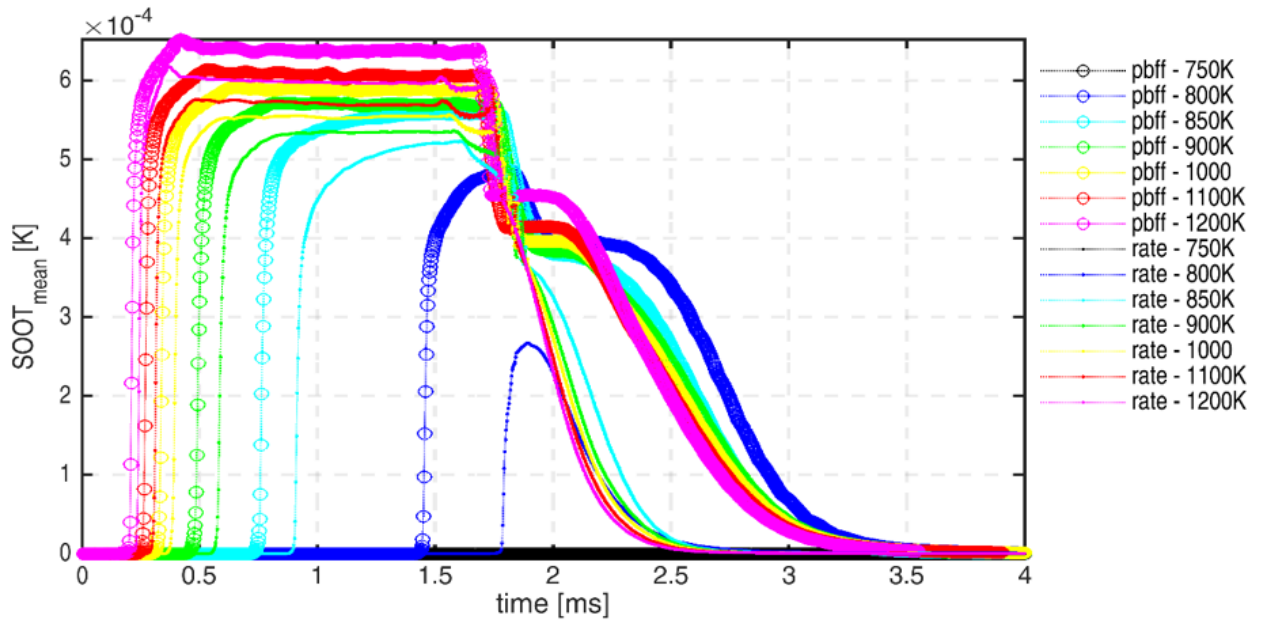


Abbildung 5.15: Verlauf der maximalen Ruß-Konzentration für verschiedene initiale Kammertemperaturen

Die Konzentration von Formaldehyd (CH_2O) wird als Indikator für LOL_{blau} genutzt. Dafür wird LOL_{CH_2O} zum jeweiligen Zeitpunkt von ID_{SOOT} ausgewertet (Abb. 5.14). Wie in Abbildung 6.12 zu sehen ist, verläuft $Y_{CH_2O_{max}}$ für alle Fälle mit $T_{Kammer} \leq 1100K$ sehr flach vor dem sprunghaften Anstieg. Dadurch rechtfertigt sich der gleichbleibend niedrigen Grenzwert für LOL_{CH_2O} . Für die Fälle mit $T_{Kammer} \geq 1100K$ führt der niedrige Grenzwert eventuell zu etwas zu kleinen LOL_{CH_2O} , was nicht weiter beachtet wird, da in diesen Fällen LOL_T und LOL_{SOOT} als zuverlässige Anhaltspunkte zur Verfügung stehen.

Frühe Phasen der Verbrennung werden anhand von Formaldehyd (CH_2O) charakterisiert. Der Grenzwert für LOL_{CH_2O} wird so angepasst, dass Fälle mit niedrigen T_{Kammer} gut wiedergegeben werden können. Stellvertretend für die mittlere Flammenabhebehöhe wird $LOL_T = 1500K$ verwendet, was für alle T_{Kammer}

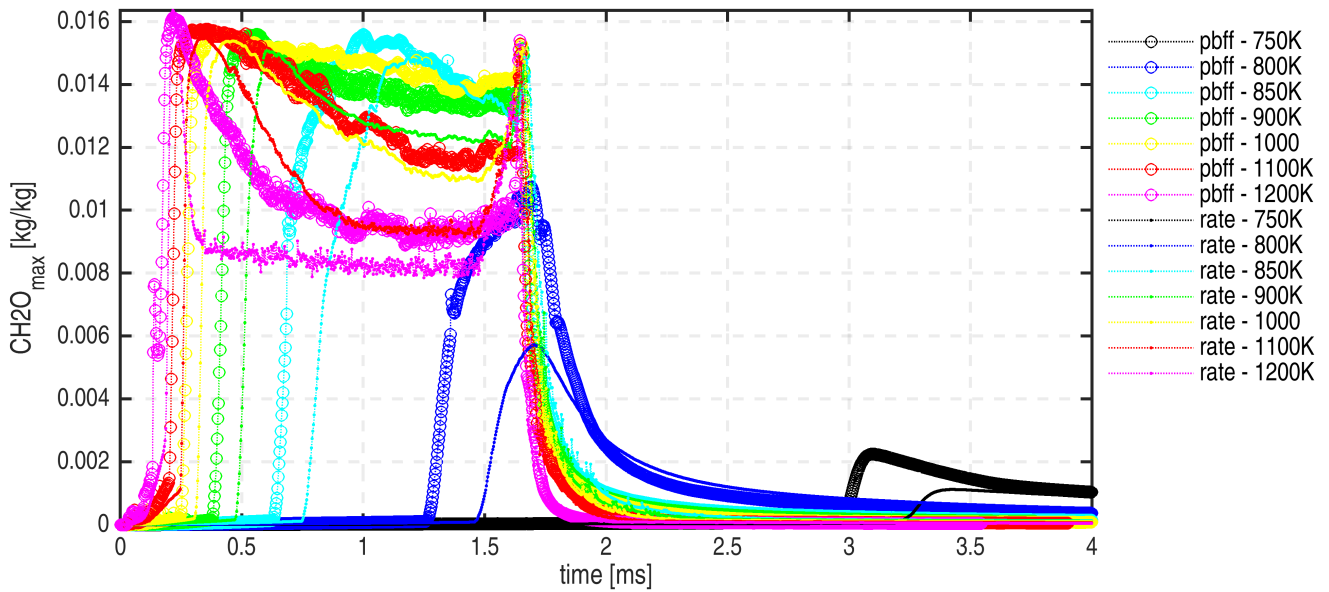


Abbildung 5.16: Verlauf der maximalen Formaldehyd-Konzentration für verschiedene initiale Kammer-temperaturen

konsistente Ergebnisse zwischen LOL_{blau} und $LOL_{grün}$ liefern sollte. Für späte Phasen der Flammenentwicklung wird LOL_{SOOT} mit für $T_{Kammer} = 900K$ angepasstem Grenzwert ausgewertet.

5.2 Motor: Verbrauch und Schadstoffbildung

In diesem Kapitel wird die Methodik für die Durchführung und Auswertung der Motorsimulationen vorgestellt. Zunächst wird das Setup für die 3D CFD allgemein erläutert, dann wird auf die Anfangs- und Randbedingungen und die Tabellierung der Chemie und zum Schluss kurz auf die Auswertemethodik eingegangen. In allen Schritten wird hauptsächlich auf die Dinge hingewiesen, die anders sind als in der Brennkammersimulation. Alles andere erfolgt analog zur Brennkammersimulation.

In Abbildung 5.17 ist die Toolkette für die Motorsimulation abgebildet. Der in grün gehaltene Teil ist gleich wie für die Brennkammer. Der rote Teil ist neu. Für die Sprayinitialisierung wird also die gleiche Toolkette eingesetzt wie für die Brennkammer. Die Einspritzmengen, Ansteuerbeginne und Raildrücke dafür werden dem Messprotokoll des Motorexperiments entnommen. Im Motor ist das Fabian Fischer Primärzerfallsmodell (pbff) in Kombination mit FGM noch nicht vollständig lauffähig. Daher werden statt des pbff die Nozzelfiles und Tropfengrößenverteilung verwendet, um die Ergebnisse der Düseninnenströmung in die 3D CFD zu übertragen. Die Motorsimulationen können daher hauptsächlich als erstes Screening verstanden werden, um das FGM in Verbindung mit einer spritzlochaufgelösten Sprayinitialisierung zu testen. Im Folgenden wird weiterhin der Begriff Toolkette verwendet, obwohl das pbff in der Motorsimulation kein Bestandteil ist. Der Ladungswechsel und damit die Anfangsbedingungen für die 3D CFD werden mit GT-Power (GT) von Gamma Technologies simuliert. Zusätzlich werden auch die Wandtemperaturen und der Blow-by mit GT berechnet und in der 3D CFD als Randbedingungen genutzt. Näheres wird in Kapitel 5.2.2 erläutert.

Die Initialisierung von TABKIN basiert ebenfalls auf der GT-Simulation. In Kapitel 5.2.3 wird die Tabellierungsstrategie in der Motor-Toolkette beschrieben.

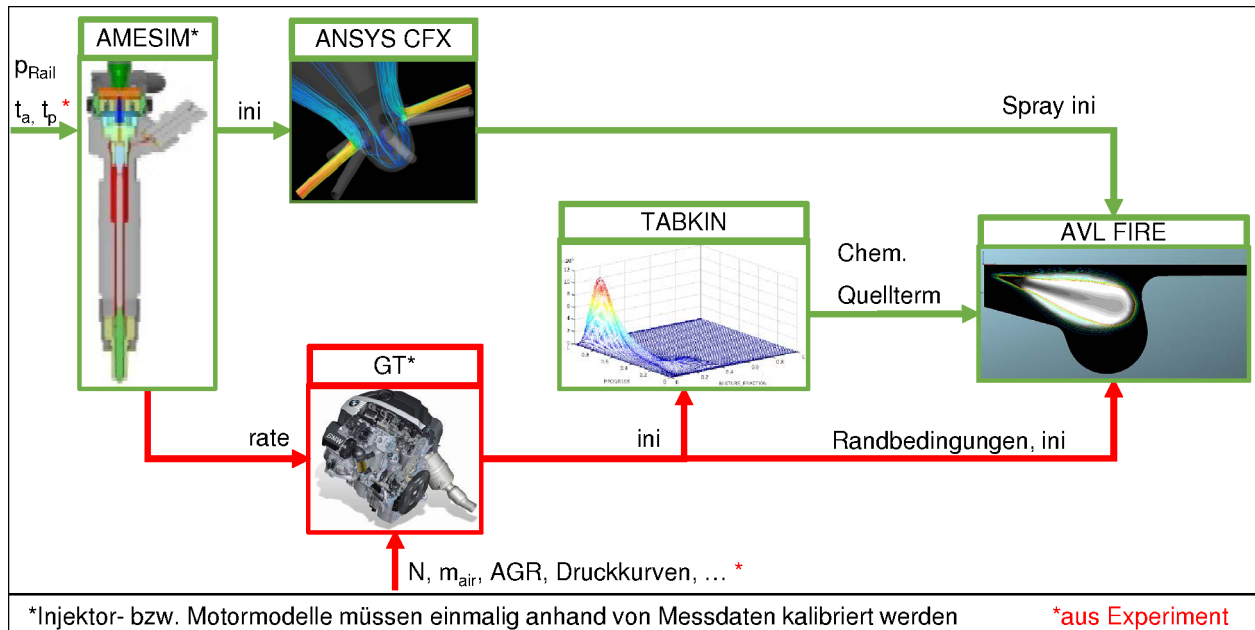


Abbildung 5.17: Toolkette für die Motorsimulation

5.2.1 3D CFD - AVL FIRE

In der 3D CFD Motorsimulation mit AVL FIRE wird anstelle des gesamten Zylinders nur ein Zylindersegment simuliert. Der verwendete Injektor hat acht Spritzlöcher. Das Motorgitter für das Zylindersegment bildet daher ein Achtel des Zylinders ab (Abb. 5.18). Kolbenmulde, Injektorwand, Zylinderkopf und Zylinderwand werden als Wandrandbedingung behandelt. Auf Grund der Rotationssymmetrie werden die beiden zum Zylinder hin offenen Segmentgrenzen als Symmetrierandbedingung gesetzt. Der Leckagespalt ist als Auslass definiert.

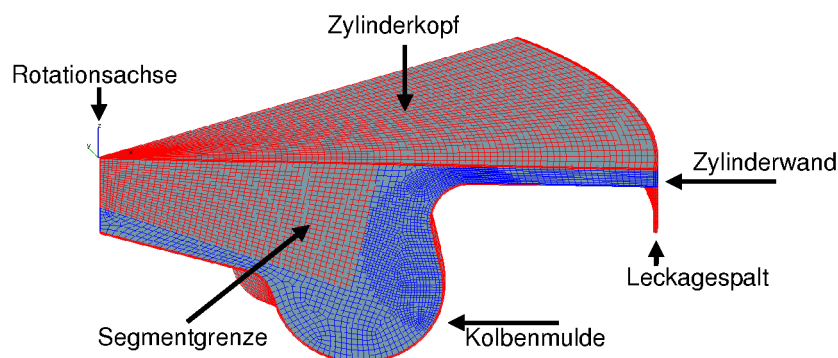


Abbildung 5.18: Motorgitter Zylindersegment

Die 3D CFD startet nach Schließen des Einlassventils und endet mit Öffnung des Auslassventils. Dadurch ändert sich die Größe des Motorgitters während der Simulation. Dafür werden die in Abbildung 5.18 in blau dargestellten Zellen bei einer Änderung des Volumens bis zu einem bestimmten Punkt in z-Richtung gestreckt oder gestaucht. Danach wird das blau dargestellte Gitter durch ein Gitter mit mehr Zellen in z-Richtung ausgetauscht und wieder so lange gestreckt oder gestaucht bis es vom nächsten Gitter abgelöst wird. Das rot dargestellte Gitter behält seine Größe über die gesamte Simulation hinweg bei.

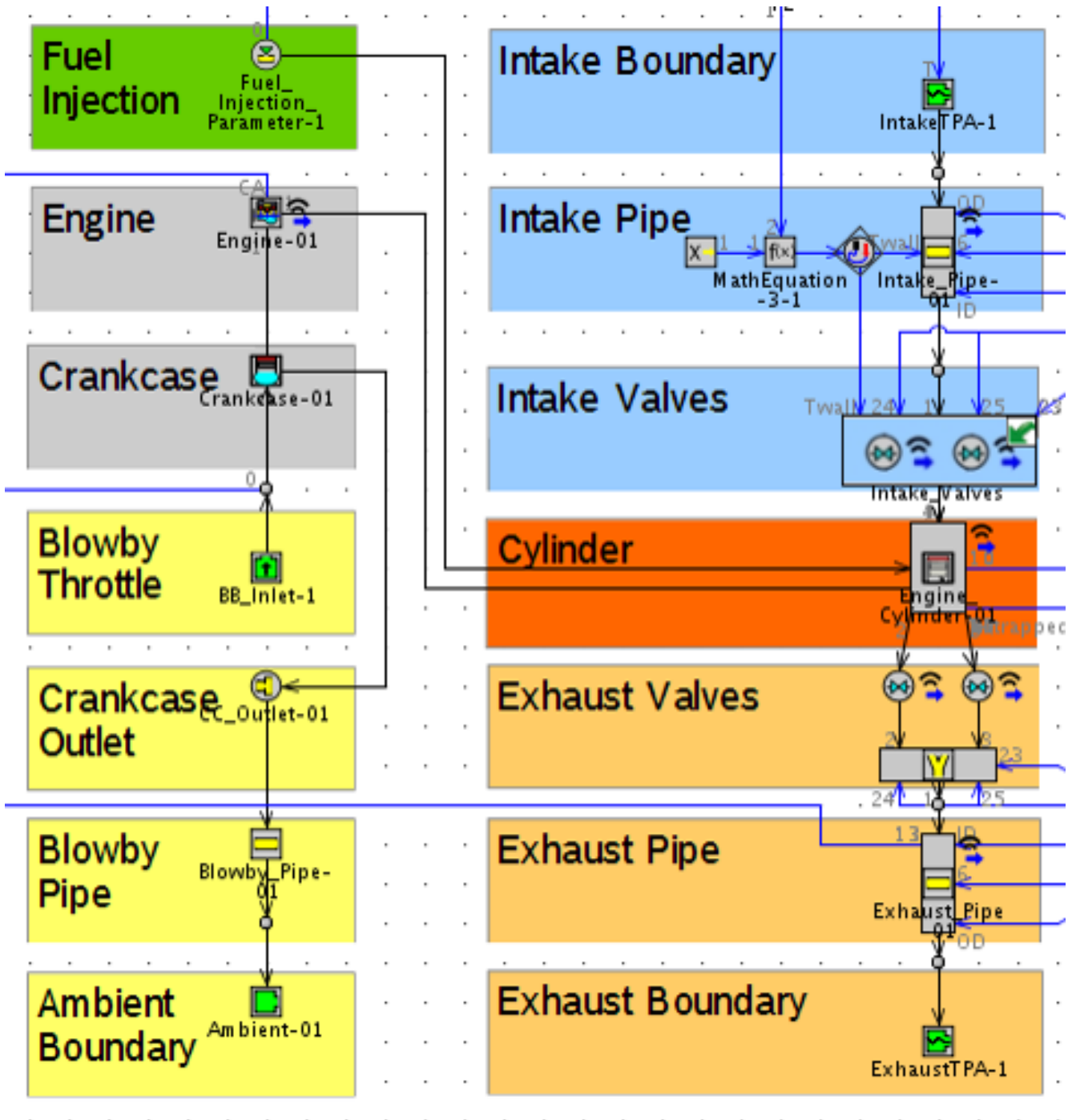


Abbildung 5.19: Generisch nutzbares GT-Power Motormodell

Das generische Motormodell muss für jeden Motor einmalig kalibriert werden. Die motorspezifischen Eigenschaften werden in zusätzlichen Parameterdateien angegeben. Einige dieser Parameter - beispiel-

weise das genaue Verdichtungsverhältnis, die Kolbensteifigkeit und die Temperatur der Kühlflüssigkeit - werden anhand einer Optimierung so kalibriert, dass die von GT berechneten Druckkurven in allen für die Kalibrierung genutzten Fällen möglichst gut zu den im Motorexperiment gemessenen Druckkurven passen. Die so bestimmten Parameter werden für alle folgenden Simulationen beibehalten.

Mit einem auf diese Art abgestimmten Modell können alle abgedeckten Last- und Betriebspunkte simuliert werden. Die zugehörigen Druckverläufe, Drehzahlen, AGR etc. werden dem Messprotokoll des Experiments entnommen, die Einspritzraten werden mit AMESIM berechnet und über die Parameterdateien von GT angegeben. Es wird eine Druckverlaufsanalyse durchgeführt, in der der mittlere Druckverlauf aus dem Experiment mit dem simulierten Druckverlauf verglichen wird, um iterativ die Menge des zu jedem Zeitpunkt verbrannten Kraftstoffs und die resultierenden Drücke, Temperaturen und Abgaszusammensetzungen zu berechnen. Die Wandtemperaturverläufe und der Leckagestrom werden als Randbedingungen an die 3D CFD übergeben. Die initialen Bedingungen der 3D CFD - Motordrall, Zylinderdruck, Zylindertemperatur und Fluidzusammensetzung - werden ebenfalls von GT übernommen.

5.2.3 Tabellierung der Chemie

Der erste Unterschied zwischen der Tabellierung für Brennkammer und Motor ist, dass für den Motor eine eigene Tabelle für jeden Motorfall erstellt wird, während in der Brennkammer eine Tabelle für alle Fälle mit der gleichen Sauerstoffkonzentration ausreicht. Der Grund hierfür ist vor allem die sich mit der AGR ändernde Oxidator-Zusammensetzung. Die Oxidator-Zusammensetzung wird dabei aus der GT Simulation entnommen. Der Druck- und Temperaturbereich in der Tabelle wird ebenfalls anhand der GT-Ergebnisse festgelegt.

Die optimale Diskretisierung der Temperatur wird für jeden Motorfall einzeln ermittelt. Dafür werden für einen Druck und drei Mischungsbrüche sehr feinstufig die Reaktoren für alle Temperaturen im entsprechenden Bereich berechnet. Anschließend wird die minimal nötige Anzahl Stützstellen ermittelt. Dafür werden mit drei Stützstellen beginnend solange Stützstellen hinzugefügt, bis der Fehler bei der Interpolation im vorher definierten Rahmen liegt.

Für die Simulation von Stickoxiden und anderen langsamen Spezies wird eine zweite Fortschrittsvariable (*SPV*) eingeführt, die die ursprünglichen Fortschrittsvariable (*PV*) ab einem bestimmten Wert ersetzt. Auf diese Art werden sowohl die Zündung und frühe Phasen der Verbrennung als auch die späteren Phasen der Stickoxidentwicklung gut aufgelöst. In einem ersten Versuch diese Methode umzusetzen, wird in dieser Arbeit der Massenbruch von Stickstoff-Monoxid Y_{NO} als zweite Fortschrittsvariable verwendet. Dadurch lässt sich nur Stickstoff-Monoxid sinnvoll mit der zweiten Fortschrittsvariable berechnen. In Zukunft soll eine Fortschrittsvariablendefinition gefunden werden, die in der Lage ist, auch den Reaktionsfortschritt anderer langsamer Spezies aufzulösen.

5.2.4 Auswertemethodik

In der Brennkammer wurden verschiedene Indikatoren für die Bestimmung von Vergleichsgrößen definiert. Im Motorversuch werden Druckkurven und Spezieskonzentrationen im Abgas gemessen. Sowohl der Druck als auch die Spezieskonzentrationen sind auch in der Simulation als Auswertegrößen verfügbar. Aus der Druckkurve leiten sich weitere skalare Größen wie der Mitteldruck, der Maximaldruck, die integrale Wärmefreisetzung und die Verbrennungsschwerpunktslage ab. Für einen konsistenten Vergleich mit dem experimentell gemessenen Mitteldruck wird der vollständige Druckverlauf von Ladungswechsel und Verbrennung berücksichtigt. Der Druckverlauf vom Schließen des Einlassventils bis zum Öffnen des Auslassventils wird aus dem Ergebnis der 3D Verbrennungssimulation entnommen. Der Druckverlauf aus dem Ladungswechsel wird der 1D Simulation mit GT entnommen. Aus dem zusammengesetzten Druckverlauf werden der Mitteldruck, die geleistete Arbeit und der Verbrauch bestimmt. Je höher der

erzielte Mitteldruck und damit Arbeit und Leistung für die eingebrachte Kraftstoffmenge, desto geringer der Verbrauch. Weitere entscheidende Auswertegrößen sind der Verbrauch und die Emissionen von Stickoxid und Ruß. Emissionen werden in g/kWh angegeben. Anders als für Mitteldruck und Verbrauch werden hier nur die Ergebnisse der Hochdruckphase ohne Ladungswechsel berücksichtigt und mit den entsprechenden Messwerten aus dem Motorexperiment verglichen.

6 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse des Brennkammer (Kapitel 6.1) - und Motorabgleichs (Kapitel 6.2) vorgestellt. Ziel des Abgleichs ist in beiden Fällen die Bewertung der Qualität der Simulationsergebnisse. Am Ende des Unterkapitels zur Brennkammer wird zudem die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die Motorsimulation diskutiert. Alle Simulationen werden ohne fallspezifische Parameteranpassung in der Simulation durchgeführt.

6.1 Brennkammer - Gemischbildung, Zündung und Verbrennung

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Brennkammerversuche und -simulationen vorgestellt. Ziel der Betrachtungen ist die Bewertung der Simulation von Spraybildung und Verbrennung unter verschiedenen motorrelevanten Bedingungen. Nacheinander werden die folgenden vier Themen und die dazugehörigen Fragen behandelt:

1. Kammerbedingungen und Initialisierung: n-Dodekan Einfacheinspritzungen
 - Wie ändern sich Spray und Verbrennung für verschiedene Kammerbedingungen im Experiment?
 - Wie gut trifft die Simulation das Experiment?
 - Welchen Einfluss hat die Art der Initialisierung - Nozzlefile oder Trapezrate - auf die Simulation?
2. Kraftstoffeinfluss: n-Dodekan vs. Diesel Einfacheinspritzung
 - Was ändert sich im Experiment?
 - Wie gut lässt sich der mehrkomponentige Kraftstoff simulieren?
 - Wie gut lassen sich die im Experiment beobachteten Unterschiede reproduzieren?
 - Wie wichtig sind die Eigenschaften der Flüssigphase für die Simulation?
3. Dauer der Einspritzung: Diesel Einfacheinspritzung vs. erste Einspritzung der Dreifacheinspritzung
 - Welche Bedeutung hat die Verkürzung der Einspritzung für Spray und Verbrennung im Experiment?
 - Wie gut kann die Simulation diese Effekte abbilden?
4. Mehrfacheinspritzungen: Erste Einspritzung vs. zweite und dritte Einspritzung
 - Wodurch unterscheiden sich Spray und die Verbrennung der zweiten und dritten Einspritzung von der ersten?
 - Wie gut kann die Simulation diese Effekte abbilden?

Die Auswertung erfolgt entsprechend der in Tabelle 5.1 angegebenen und in Abschnitt 5.1.4 erläuterten Definitionen.

In jedem Schritt werden die verschiedenen Auswertegrößen aus Experiment und Simulation zur Beantwortung der Fragen herangezogen. Zur besseren Übersicht wird jeweils mit einer Überschrift darauf hingewiesen, welche Ergebnisse gerade betrachtet werden. Dabei werden die Ergebnisse immer in gleicher Reihenfolge diskutiert. Zunächst werden die Experimentellen Ergebnisse diskutiert, dann werden die

Simulationsergebnisse mit dem Experiment verglichen. Abschließend werden bei Bedarf weiterführende Untersuchungen anhand von weiteren Simulationsergebnissen angestellt.

Die Kammerbedingungen entsprechen, soweit nicht ausdrücklich anders angegeben, der Standardbedingungen: $T_{Kammer} = 900K$, $p_{Rail} = 1560$, $X_{O_2} = 15\%$, $\rho_{Kammer} = 22.8kg/m^3$. In der Regel weicht genau eine der Bedingungen von dieser Standardkonfiguration ab und wird dementsprechend benannt.

6.1.1 Kammerbedingungen und Initialisierung - n-Dodekan Einfacheinspritzungen

Im ersten Schritt wird auf den Einfluss von Kammerbedingungen und Initialisierung auf die verschiedenen Auswertegrößen eingegangen. Dafür werden noch einmal die n-Dodekan Einfacheinspritzungen betrachtet, die auch für den Vergleich mit den Referenzmessungen genutzt wurden (4). Der einkomponentige Kraftstoff wird verwendet, um im ersten Schritt der Ergebnisauswertung mögliche Fehler durch die Kraftstoffmodellierung von Diesel auszuschließen.

Flüssige Eindringtiefe (LP)

Als erstes werden die Gemischbildungsgrößen LP und VP untersucht. In Abbildung 6.1, 6.3 und 6.2 sind die Verläufe der beiden Größen für unterschiedliche Kammerbedingungen zu sehen. Für die Simulation ist in allen Abbildungen sowohl das Ergebnis bei Initialisierung mit der gesamten Toolkette als auch bei Initialisierung mit einer einfachen Trapezrate zu sehen.

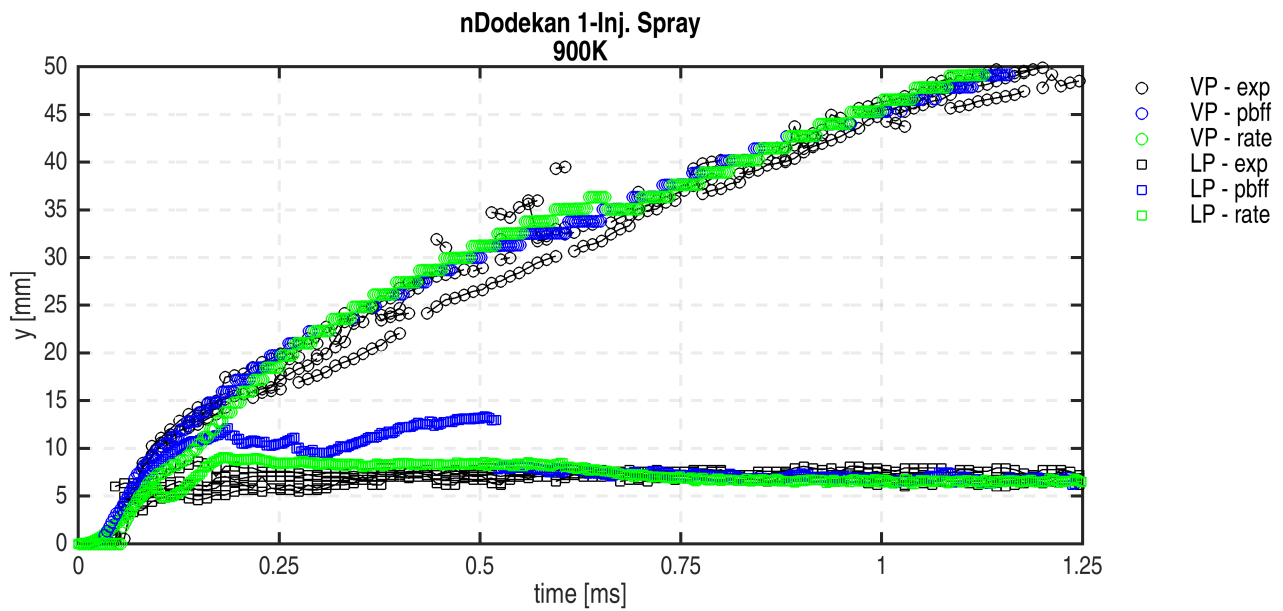


Abbildung 6.1: Dampfeindringtiefe (VP) und flüssige Eindringtiefe (LP) für Experiment und Simulation mit Toolketteninitialisierung (... $pbff$) und Rateninitialisierung (... $rate$) bei Standardbedingungen

Experiment vs. Experiment

Im Experiment nimmt LP mit höherem T_{Kammer} deutlich ab. Niedriges ρ_{Kammer} und damit gleichzeitig kleineres p_{Kammer} führt zu einem leicht erhöhten LP .

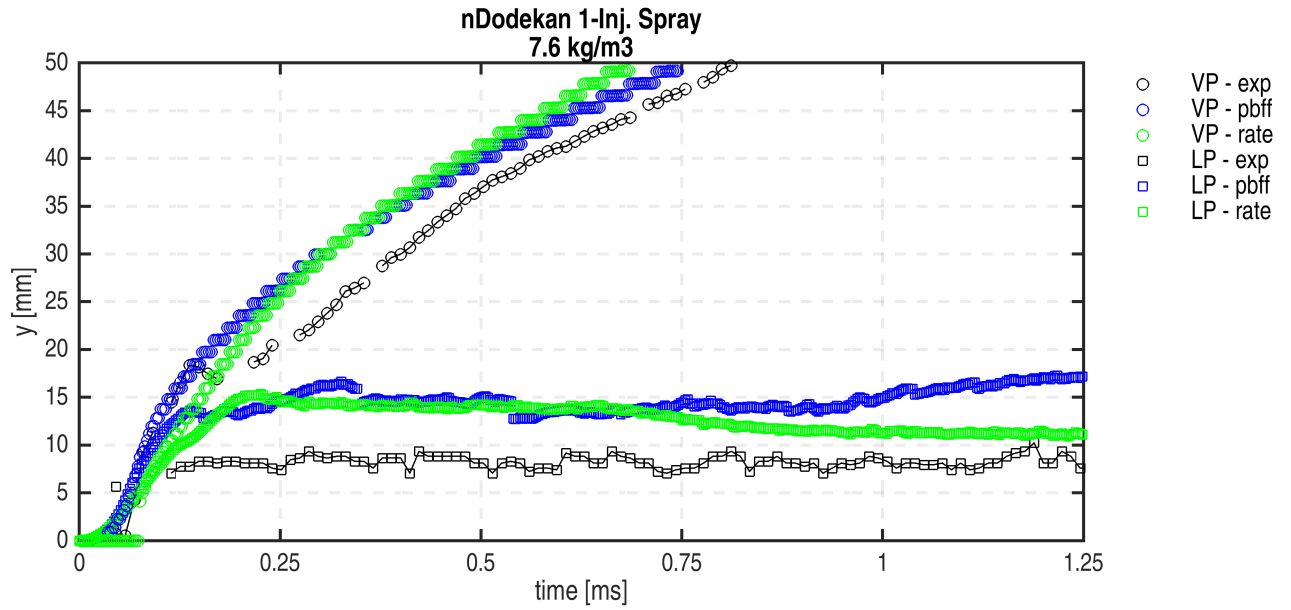


Abbildung 6.2: Dampfeindringtiefe (VP) und flüssige Eindringtiefe (LP) für Experiment und Simulation mit Toolketteninitialisierung (\dots_{pbff}) und Rateninitialisierung (\dots_{rate}) bei einer Dichte von $\rho_{Kammer} = 7.6 \text{ kg/m}^3$

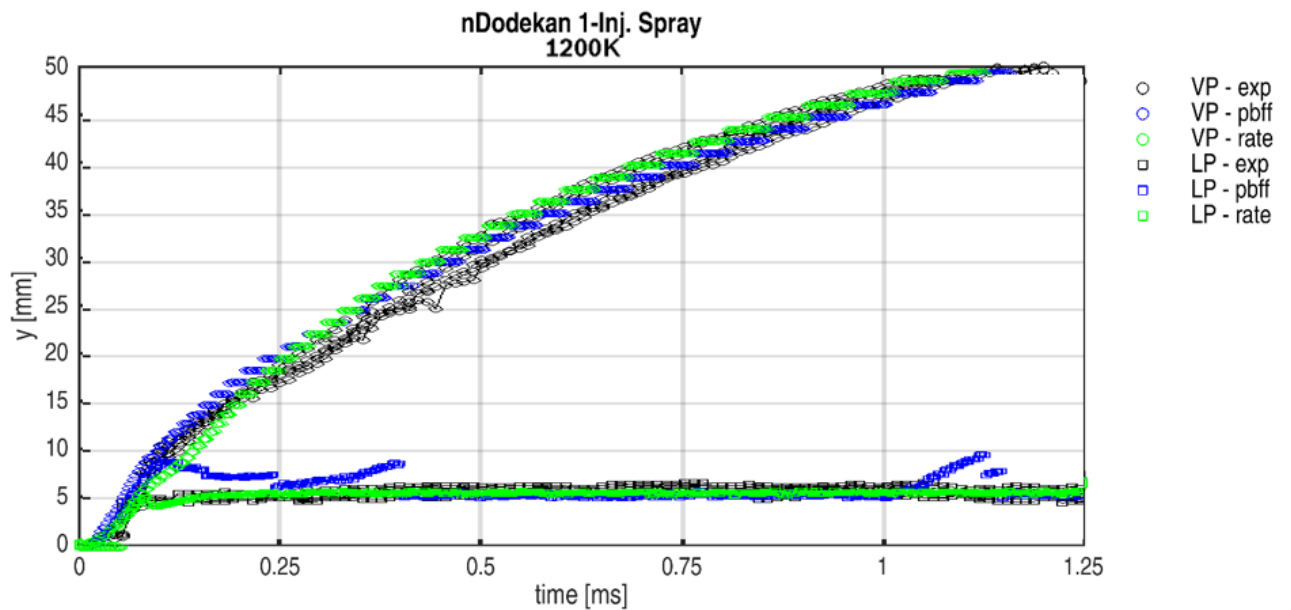


Abbildung 6.3: Dampfeindringtiefe (VP) und flüssige Eindringtiefe (LP) für Experiment und Simulation mit Toolketteninitialisierung (\dots_{pbff}) und Rateninitialisierung (\dots_{rate}) bei einer Kammer-temperatur von $T_{Kammer} = 1200 \text{ K}$

Simulation vs. Experiment

Die Simulation mit Toolkette stimmt nach etwa $t = 0.5 \text{ ms}$ für 900 K und 1200 K gut mit dem Experiment überein. Vorher ergibt die Simulation für beide Kammertemperaturen zu große LP . Für $\rho = 7.6 \text{ kg/m}^3$

ergibt die Simulation doppelt so große LP wie das Experiment. Ein Grund für die große Abweichung der Simulation vom Experiment könnte sein, dass das Messverfahren für LP bei niedrigen Dichten eine zu niedrige Sensitivität aufweist. Im Rahmen des ECN Workshops wurden für die Einloch-Variante der Spray B Düse, Spray A, auch Sprays mit $\rho = 7.6\text{kg/m}^3$ vermessen. Das gemessene LP ist in diesen Fällen etwa doppelt so groß wie unter Standardbedingungen ($\rho = 22.8\text{kg/m}^3$). Da die Sensitivität der LP Messung im eigenen Experiment deutlich geringer ist, wird das Ergebnis für fragwürdig gehalten und wird nicht weiter verfolgt.

Simulation vs. Simulation

Das LP aus der Simulation mit Rateninitialisierung unterscheidet sich vor allem in der Anfangsphase von der Simulation mit Toolkette. Mit Toolkette ergeben sich Ausbrüche nach oben, die im Experiment und mit Rateninitialisierung nicht zu sehen sind. In späteren Phasen der Einspritzung stabilisiert sich LP für beide Initialisierungsvarianten in gleicher Höhe.

Fazit

LP nimmt mit zunehmendem T_{Kammer} und ρ_{Kammer} ab. Für $\rho_{Kammer} = 22.8\text{kg/m}^3$ gibt die Simulation für beide Initialisierungsvarianten sowohl die Trends als auch die absolute Wert gut wieder. Für die Simulation mit Toolkette gibt es insbesondere in der Anfangsphase ($t \leq 0.5\text{ms}$) Ausbrüche nach oben. Eine Bewertung, welche Initialisierungsvariante das bessere Ergebnis erzielt, ist auf Grund des wenig sensiblen Messverfahrens jedoch nicht möglich. Für $\rho_{Kammer} = 7.6\text{kg/m}^3$ wird von beiden Simulationen zwar der Trend nicht aber der absolute Wert korrekt wiedergegeben. Auf Grund der fraglichen Ergebnisse des Experiments ist eine genauere Bewertung jedoch nicht möglich.

Dampfeindringtiefe (VP)

In Abbildung 6.1, 6.3 und 6.2 sind neben LP Auch die Verläufe der Dampfeindringtiefe zu sehen. Durch die Größe des Sichtfensters der Brennkammer ist die maximale Eindringtiefe im Experiment $VP_{exp} \leq 50\text{mm}$.

Experiment vs. Experiment

Im Experiment führen höhere T_{Kammer} zu einem glatterem VP_{exp} . Die Steigung wird mit zunehmendem T_{Kammer} etwas größer. Niedrige ρ_{Kammer} führen zu einer deutlich größeren Steigung. Für $\rho_{Kammer} = 7.6\text{kg/m}^3$ knickt VP_{exp} bei ungefähr $t = 0.15\text{ms}$ ab. Der Grund für diesen Knick könnte sein, dass der verwendete Schlierenaufbau nicht sensitiv genug ist, um bei der extrem niedrigen Dichte die vorderste Dampffront zu erkennen.

Simulation vs. Experiment

Für die Simulation mit Toolkette liegt VP für $T_{Kammer} = 900\text{K}$ und $T_{Kammer} = 1200\text{K}$ von Beginn der Einspritzung an voll im Streubereich des Experiments. Bis zum Knick im experimentellen VP stimmen Simulation und Experiment auch für $\rho_{Kammer} = 7.6\text{kg/m}^3$ überein. Nach dem Knick verlaufen die experimentell ermittelten VP 3 bis 6mm unterhalb der simulativen VP .

Simulation vs. Simulation

Ohne Toolkette startet VP in allen betrachteten Fällen etwa 0.03ms später als im Experiment und in der Simulation mit Toolkette. Anschließend ist das VP_{rate} bis $t = 0.25\text{ms}$ bis zu 6mm kleiner als VP_{exp} und VP_{pbff} . Ab etwa $t > 0.25\text{ms}$ überholt VP_{rate} langsam VP_{pbff} , bleibt aber im Rahmen der experimentellen Streuung.

Fazit

Die Dampffront dringt für höhere T_{Kammer} und vor allem für niedrigere ρ_{Kammer} schneller in den Brennraum ein. Die Simulation mit Toolkette liefert für $\rho_{Kammer} = 22.8\text{kg/m}^3$ und alle betrachteten Tempera-

turen gut mit dem Experiment übereinstimmende Ergebnisse. Für $\rho_{Kammer} = 7.6 \text{ kg/m}^3$ passt VP_{pbf} zu Beginn der Einspritzung gut, dann knickt VP_{exp} ein und ein Vergleich wird unmöglich. Die Rateninitialisierung ergibt sehr ähnliche Ergebnisse wie die Initialisierung mithilfe der Toolkette. VP_{rate} unterscheidet sich hauptsächlich in der allerersten Phase der Einspritzung, in der es deutlich hinter VP_{exp} und VP_{pbf} zurück bleibt.

Zündverzug (ID)

Als erste Verbrennungsgröße wird der Zündverzug ID ausgewertet. In Abbildung 6.4, 6.8 und 6.9 sind die Zündverzögerungen für verschiedene Temperaturen, Dichten und Sauerstoffkonzentrationen dargestellt. Im Folgenden werden die Ergebnisse des Experiments und der Simulation diskutiert. Im Anschluss werden zusätzlich die ID für rateninitialisierte Simulationen mit den toolketteninitialisierten Ergebnissen verglichen. Für das Experiment werden sowohl der Beginn des blauen Leuchtens (ID_{blau}) als auch der Beginn des grünen Leuchtens ($ID_{grün}$) dargestellt. Für die Simulation werden die maximale Temperatur (T_{max}), die maximale Rußkonzentration ($Y_{SOOT_{max}}$) und die maximale Formaldehydkonzentration ($Y_{CH_2O_{max}}$) als Indikatoren für ID verwendet.

Experiment vs. Experiment

Im Experiment zeigen ID_{blau} und $ID_{grün}$ eine exponentielle Abhängigkeit von T_{Kammer} (Abb. 6.4). Die Streuung im Experiment ist aller Wahrscheinlichkeit nach auf lokale Temperaturschwankungen zurückzuführen. Je kleiner T_{Kammer} desto größer wird die Streuung und auch das Delta zwischen ID_{blau} und $ID_{grün}$. Für $T_{Kammer} = 750 \text{ K}$ wird der Grenzwert für das grüne Leuchten nicht erreicht. Es gibt also kein $ID_{grün}$. Eine ähnliche Abhängigkeit zeigt sich auch für ρ_{Kammer} (Abb. 6.8). Für $\rho_{Kammer} = 7.6 \text{ kg/m}^3$ kommt es nur bei einer Wiederholung zu $ID_{grün}$. Wie bei der Temperatur, nimmt auch für abnehmende ρ_{Kammer} die Streuung und das Delta zwischen ID_{blau} und $ID_{grün}$ zu. $ID_{grün}$ wird mit abnehmendem $X_{O_2_{Kammer}}$ exponentiell größer. Im Gegensatz zu dazu scheint ID_{blau} eher schwach von $X_{O_2_{Kammer}}$ abzuhängen (Abb. 6.9). Das Delta zwischen $ID_{grün}$ und ID_{blau} ist dadurch stärker von $X_{O_2_{Kammer}}$ abhängig als von den anderen Größen. Beispielsweise liegen für $X_{O_2_{Kammer}} = 21\%$ $ID_{grün}$ und ID_{blau} praktisch aufeinander während $ID_{grün}$ für $X_{O_2_{Kammer}} = 10\%$ mehr als doppelt so groß ist wie ID_{blau} .

Simulation vs. Experiment

Für die Simulation mit der Toolkette liegt $ID_{T_{max}}$ für alle Temperaturen zwischen ID_{blau} und $ID_{grün}$. ID_{CH_2O} liegt etwas früher und ID_{SOOT} etwas später als $ID_{T_{max}}$. ID_{CH_2O} entspricht damit in etwa den spätesten ID_{blau} und ID_{SOOT} den frühesten $ID_{grün}$. Wie auch im Experiment wird das Delta zwischen ID_{CH_2O} und ID_{SOOT} mit abnehmendem T_{Kammer} größer und für $T_{Kammer} = 750 \text{ K}$ gibt es kein ID_{SOOT} . Für $T_{Kammer} = 750 \text{ K}$ wird allerdings ID_{CH_2O} erst deutlich später berechnet, als das ID_{blau} im Experiment. Außer für $T_{Kammer} = 750 \text{ K}$ gibt die Simulation mit Toolkette die Temperaturabhängigkeit von ID sowohl als Trend als auch in absoluten Werten sehr gut wieder.

Mit Ausnahme von $\rho_{Kammer} = 7.6 \text{ kg/m}^3$ wird auch die Dichteabhängigkeit von ID gut abgebildet. Für $\rho_{Kammer} = 7.6 \text{ kg/m}^3$ wird der Zündverzug deutlich unterschätzt. Insbesondere ID_{SOOT} scheint deutlich zu früh. Ein möglicher Grund hierfür könnte ein Fehler beim Auswerten des Experiments sein. Durch die geringe Dichte wird die Eindringtiefe des Sprays sehr schnell sehr groß (Abb. 6.2. Nach etwa 0.75ms verlässt VP den im Experiment sichtbaren Bereich. Wenn grünes Leuchten jenseits des sichtbaren Bereichs aufträte, wäre es in der Auswertung nicht zu sehen. Aus diesem Grund kann ID_{SOOT} anhand der vorliegenden experimentellen Daten weder bestätigt noch widerlegt werden.

Die $X_{O_2_{Kammer}}$ -Abhängigkeit von ID wird für alle untersuchten Fälle sehr gut wiedergegeben. ID_{SOOT} zeigt wie im Versuch eine stärkere Abhängigkeit von $X_{O_2_{Kammer}}$ als ID_{CH_2O} .

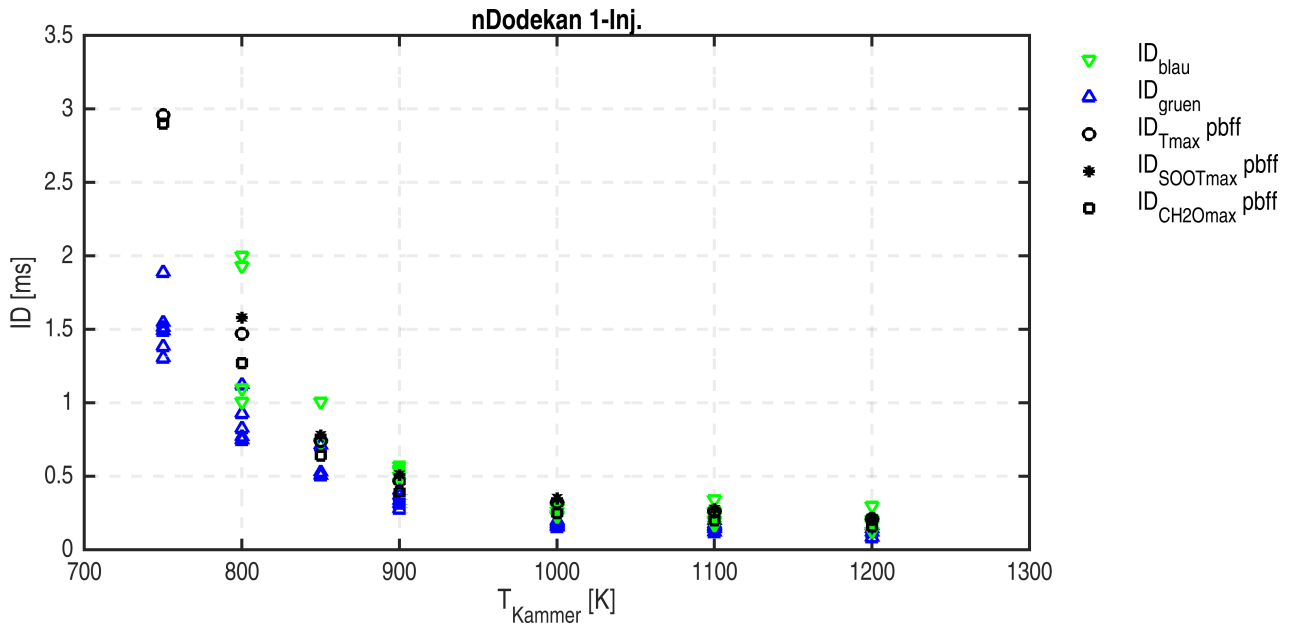


Abbildung 6.4: Zündverzug (ID) für Experiment und Simulation mit Toolkette (\dots_{pbff}) bei verschiedenen Kammertemperaturen T_{Kammer}

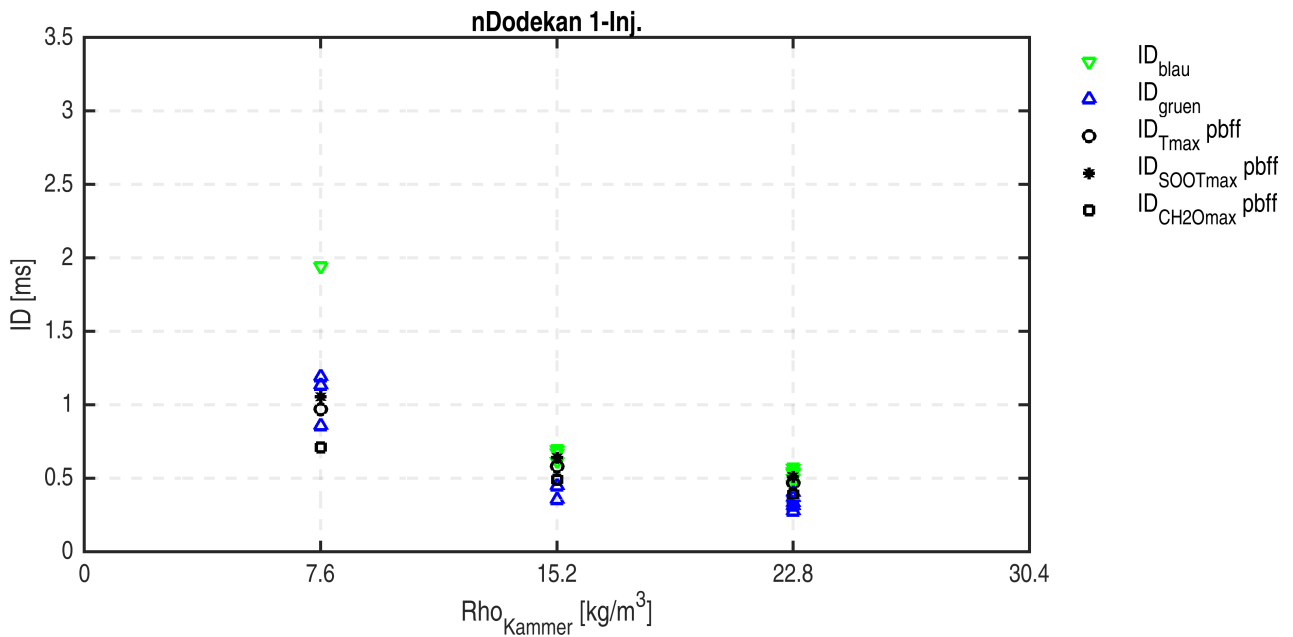


Abbildung 6.5: Zündverzug (ID) für Experiment und Simulation mit Toolkette (\dots_{pbff}) bei verschiedenen Kammerdichten (ρ_{Kammer})

Simulation vs. Simulation

In Abbildung 6.7 sind zusätzlich zu den Ergebnissen aus Experiment und Simulation mit Toolkette auch die Ergebnisse der Simulation mit Trapezrate abgebildet. Auf Grund der Übersichtlichkeit wird $ID_{CH2Omax}$ weggelassen. Die Geschwindigkeit, mit der sich die Verbrennung entwickelt (im Experiment

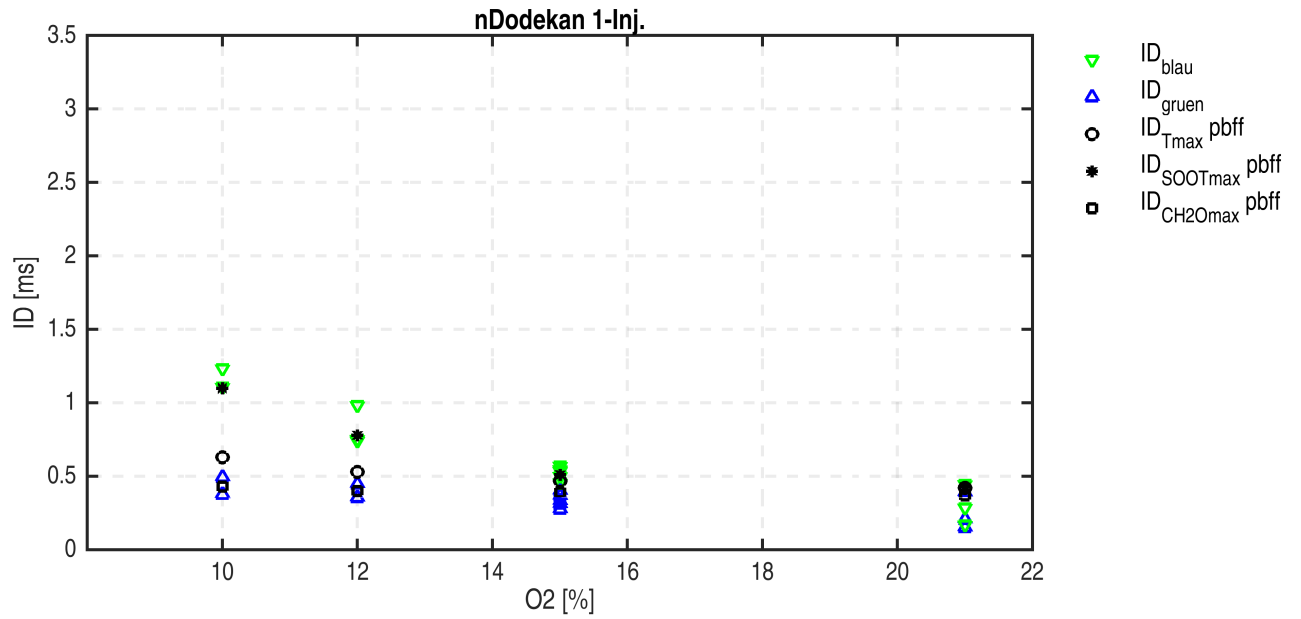


Abbildung 6.6: Zündverzug (ID) für Experiment und Simulation mit Toolkette (\dots_{pbff}) bei verschiedenen Sauerstoffkonzentrationen in der Kammer $X_{O_2Kammer}$

das Delta zwischen ID_{blau} und ID_{gruen}) lässt sich auch anhand des Deltas von ID_{Tmax} und ID_{SOOT} abschätzen.

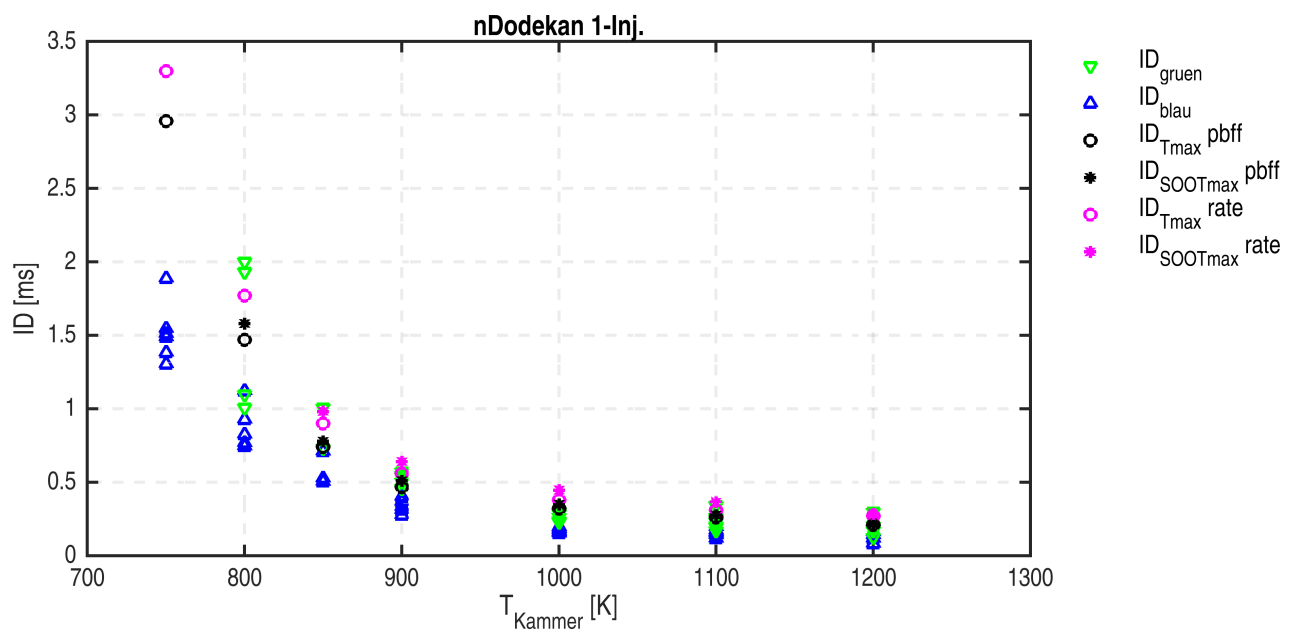


Abbildung 6.7: Zündverzug (ID) für Experiment und Simulation mit Toolkette bei verschiedenen Kammertemperaturen (T_{Kammer})

Auch die mit der Trapezrate initialisierte Simulation bildet die ID des Experiments qualitativ gut ab. Die minimal langsamere Gemischbildung zu Beginn der Einspritzung (Abb. 6.1) wirkt sich jedoch sichtlich auf

ID aus. Die Rateninitialisierung führt für alle T_{Kammer} zu längeren ID_{Tmax} . Der Unterschied in ID_{SOOT} ist noch größer. Anders als im Experiment und für die Simulation mit Toolkette erfolgt für $T_{Kammer} = 800K$ in der Simulation mit Rateninitialisierung kein ID_{SOOT} .

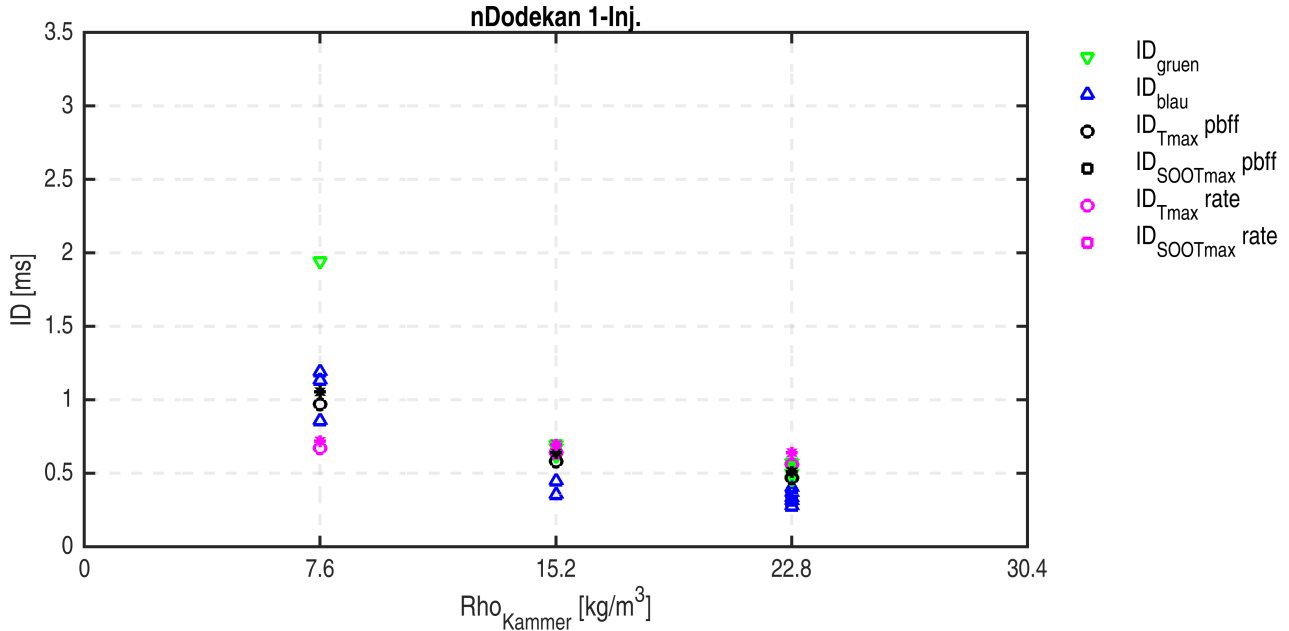


Abbildung 6.8: Zündverzug (ID) für Experiment und Simulation mit Toolkette bei verschiedenen Kammerdichten (ρ_{Kammer})

Auch für $\rho_{Kammer} \geq 15.2 \text{ kg/m}^3$ führt die Initialisierung mit Trapezrate zu leicht verspäteten ID . $\rho_{Kammer} = 7.6 \text{ kg/m}^3$ ist der einzige Fall, für den die rateninitialisierte Simulation ein zu kurzes ID ergibt. Der in Experiment und Simulation mit Toolkette beobachtete exponentielle Trend ist damit nicht abgebildet. Für diesen Fall kann demnach auch keine Validierung erbracht werden.

Auch für unterschiedliche $X_{O_{2Kammer}}$ ergeben sich durch die Rateninitialisierung größere ID . Für ID_{Tmax} wird dieser Unterschied mit abnehmendem $X_{O_{2Kammer}}$ kleiner während er für ID_{SOOT} größer wird. Für $X_{O_{2Kammer}} = 10\%$ erfolgt in der Simulation mit Rateninitialisierung kein ID_{SOOT} .

Fazit

ID nimmt mit abnehmender Temperatur, Dichte und Sauerstoffkonzentration exponentiell zu. Die größten ID ergeben sich für kleine T_{Kammer} . Mit zunehmendem ID wächst auch das Delta zwischen den charakteristischen Punkten des Zündvorgangs. Außer für $T_{Kammer} = 750K$ und $\rho_{Kammer} = 7.6 \text{ kg/m}^3$ stimmen sowohl die Trends als auch die absoluten Werte für ID gut mit dem Experiment überein. Die drei Indikatoren T_{max} , $Y_{SOOT_{max}}$ und $Y_{CH_2O_{max}}$ erweisen sich als geeignet, um verschiedene charakteristische Punkte im Zündprozess zu identifizieren, die mit ID_{blau} und $ID_{grün}$ korrelieren und deren Verhältnis zueinander widerspiegeln.

Auch die Initialisierung mit Trapezrate führt in fast alle Fälle zu plausiblen ID . Die größten Unterschiede ergeben sich für ID_{SOOT} . Insbesondere für $T_{Kammer} \leq 800K$ und $X_{O_{2Kammer}} = 10\%$ erreicht $Y_{SOOT_{max}}$ den Grenzwert für ID_{SOOT} nicht. Für $\rho_{Kammer} < 15.2 \text{ kg/m}^3$ sollte die Simulation ohne Toolkette nicht ohne weitere Prüfung eingesetzt werden, da das unter diesen Bedingungen erzielte Ergebnis nicht konsistent gegenüber den anderen Ergebnissen ist und zudem der Trend von Experiment und toolketteninitialisierter Simulation nicht getroffen wird.

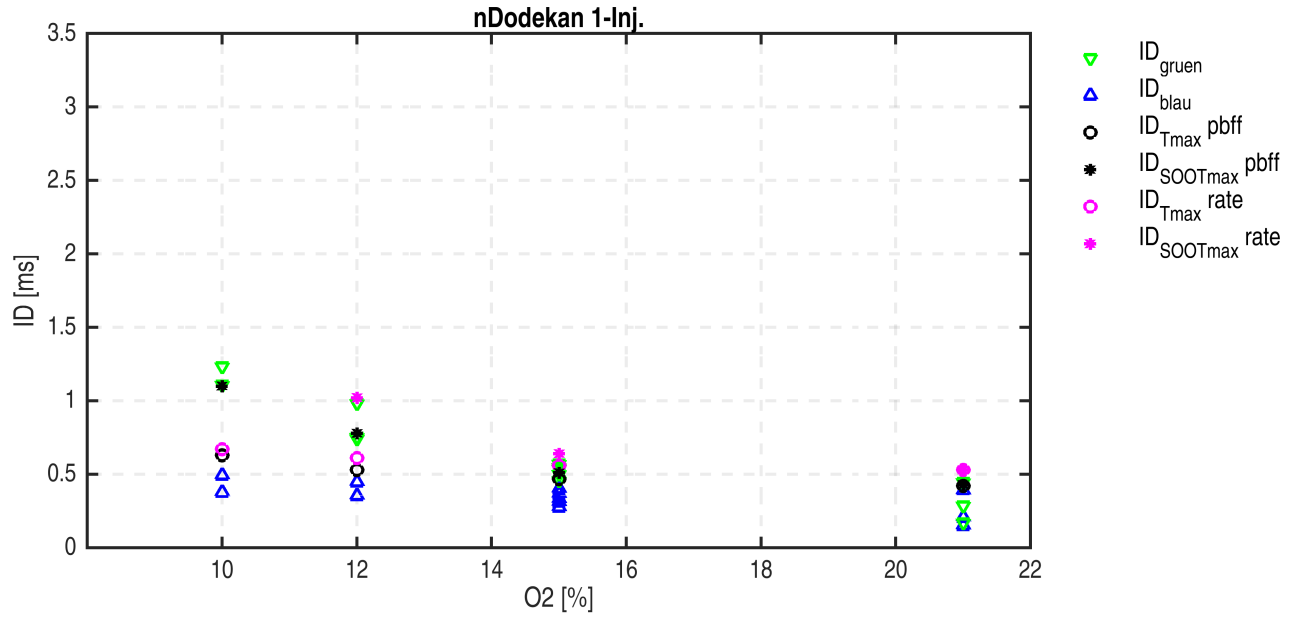


Abbildung 6.9: Zündverzug (ID) für Experiment und Simulation mit Toolkette bei verschiedenen Sauerstoffkonzentrationen in der Brennkammer ($X_{O_2Kammer}$)

Flammenabhebehöhe (LOL)

Für die Bewertung von LOL werden die quasistatischen Flammenabhebehöhen aus der Simulation mit den quasistatischen Flammenabhebehöhen im Experiment verglichen. In Abbildung 6.10 ist LOL über der Kammertemperatur für Experiment und Simulationen dargestellt. Für das Experiment werden sowohl der räumliche Beginn des blauen Leuchtens (LOL_{blau}) als auch der Beginn des grünen Leuchtens ($LOL_{grün}$) dargestellt. Für die Simulation werden die räumlichen Beginne verschiedener Isoflächen als Indikatoren für die verschiedenen Phasen in der Flammenentwicklung genutzt: bei stabilisierter Flamme die Temperaturisofläche von $T = 1500K$ und die Rußisofläche von $Y_{SOOT} = 0.0004$; bei nicht stabilisierter Flamme die Isofläche von $Y_{CH_2O} = 0.001$ zum Zeitpunkt von ID_{SOOT} .

Experiment vs. Experiment

Im Experiment werden LOL_{blau} und $LOL_{grün}$ mit zunehmender Temperatur exponentiell kleiner, wobei $LOL_{grün}$ die stärkere Abhängigkeit zeigt. Für $T_{Kammer} = 750K$ tritt kein grünes Leuchten auf.

Simulation vs. Experiment

Im Vergleich von Experiment und Simulation mit Toolkette zeigt sich, dass LOL_T den exponentiellen Trend von LOL_{blau} sowohl qualitativ als auch quantitativ gut abbildet. Es sei darauf hingewiesen, dass LOL_{blau} im Experiment zu einem deutlich früheren Zeitpunkt als die stabilisierte Flamme ausgelesen wird. LOL_T gibt damit zwar einen charakteristischen Punkt in der Flammenentwicklung wider, die genaue Entsprechung im Experiment existiert allerdings nicht. LOL_{SOOT} stabilisiert sich in allen betrachteten Fällen etwas stromab von LOL_T . Im Gegensatz zum Experiment wird das Delta aber mit zunehmendem LOL nicht sichtbar größer. LOL_{SOOT} unterschätzt $LOL_{grün}$ für $T_{Kammer} < 900K$ und überschätzt es leicht für $T_{Kammer} > 900K$, liegt aber noch im Rahmen der Streuung. Ein Grund für diesen Trend kann die Temperaturabhängigkeit des Rußleuchtens im Experiment sein. Für hohe Temperaturen, strahlt die gleiche Rußoberfläche stärker, wodurch $LOL_{grün}$ kleiner wird. Für niedrige Temperaturen gilt der

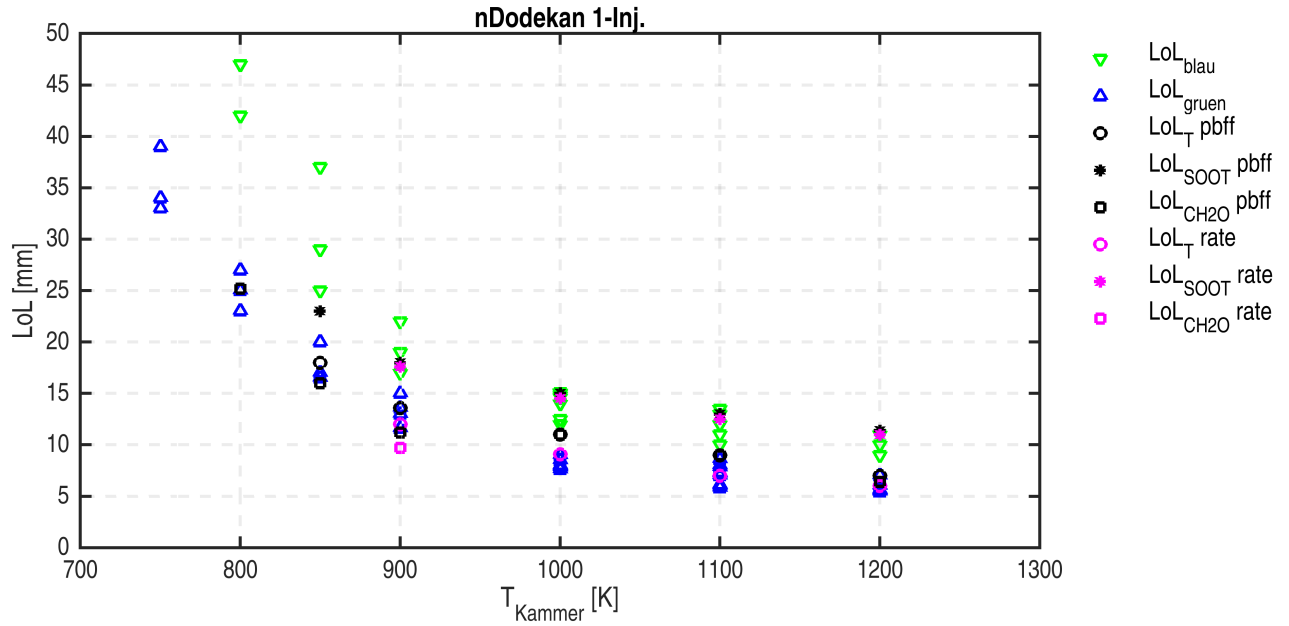


Abbildung 6.10: SprayB Flammenabhebehöhe (LoL) für Experiment und Simulation mit und ohne Toolkette bei verschiedenen Kammertemperaturen

gegenteilige Effekt. Da LoL_{SOOT} nur die Rußkonzentration nicht aber die Temperaturabhängigkeit des Rußleuchtens abbildet, ist die Abweichung zwischen Simulation und Experiment plausibel.

In Abbildung 6.10 ist auch LoL_{CH_2O} abgebildet. LoL_{CH_2O} deckt sich in fast allen Fällen mit LoL_T und LoL_{blau} . Für $T_{Kammer} = 750K$ überschreiten weder $Y_{CH_2O_{max}}$ noch $Y_{SOOT_{max}}$ den für LoL_{CH_2O} festgelegten Grenzwert obwohl im Experiment blaues Leuchten auftritt.

Das grundlegend anderes Verhalten von $T_{Kammer} = 750K$ ist anhand der zeitlichen Verläufe von T_{max} , $Y_{CH_2O_{max}}$ und $Y_{SOOT_{max}}$ für verschiedene T_{Kammer} zu sehen (Abb. 6.11).

Während für alle anderen T_{Kammer} Maximaltemperaturen von über $T_{max} = 2000K$ erreicht werden, erreicht T_{max} für $T_{Kammer} = 750K$ im betrachteten Zeitraum nicht einmal $1000K$. Es scheint demnach hauptsächlich kalte Flamme Chemie statt zu finden, die anhand der Auswertekriterien für die Simulation nicht abgebildet wird. Auch $Y_{CH_2O_{max}}$ und $Y_{SOOT_{max}}$ erreichen nicht annähernd die Maximalwerte der anderen Fälle. $Y_{SOOT_{max}}$ erlebt sogar überhaupt keinen sichtbaren Anstieg. Die in dieser Arbeit festgelegten Kriterien für ID und LoL funktionieren demnach für diesen Fall nicht. Da für die angestrebten Motorsimulationen so niedrige Temperaturen technisch nicht relevant sind, wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter auf eventuell geeignete alternative Auswertekriterien eingegangen. Die Validierung der Simulation für $T_{Kammer} = 750K$ wird nicht erbracht.

In 6.10 sind auch die Ergebnisse für die mit der Trapezrate initialisierte Simulation zu sehen. Für $T_{Kammer} \geq 900K$ ergibt auch die rateninitialisierte Simulation in sich konsistente Ergebnisse. LoL_T ist dabei immer zwischen ein und zwei Millimeter kleiner als mit der Toolkette berechnet. LoL_{SOOT} stimmt sehr gut überein. Das Delta zwischen LoL_T und LoL_{SOOT} liegt im Rahmen der Streuung von LoL_{blau} und LoL_{gruen} , ist aber immer größer als für die Simulation mit Toolkette. Aus dem Vergleich mit dem Referenzfall in 4 geht hervor, dass LoL_T optimaler Weise zwischen LoL_{blau} und LoL_{gruen} liegen sollte. Dafür liegt LoL_T mit Rateninitialisierung etwas zu niedrig, folgt aber dem richtigen Trend. Für $T_{Kammer} = 850K$ stabilisiert sich die Flamme für die rateninitialisierte Simulation nicht und für $T_{Kammer} = 800K$ überschreitet die Rußkonzentration nie den Grenzwert für LoL (Abb. 6.13). Beides entspricht nicht den Beobachtungen im Experiment.

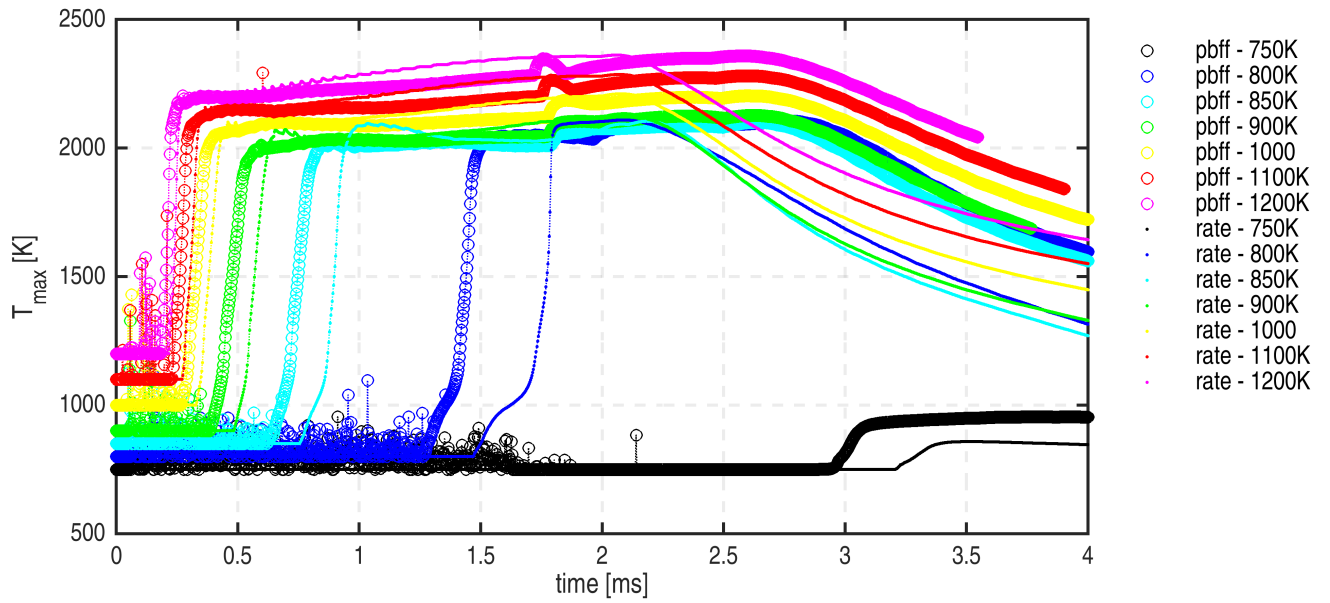


Abbildung 6.11: Verlauf der maximalen Temperatur (T_{max}) für verschiedene Kammertemperaturen (T_{Kammer})

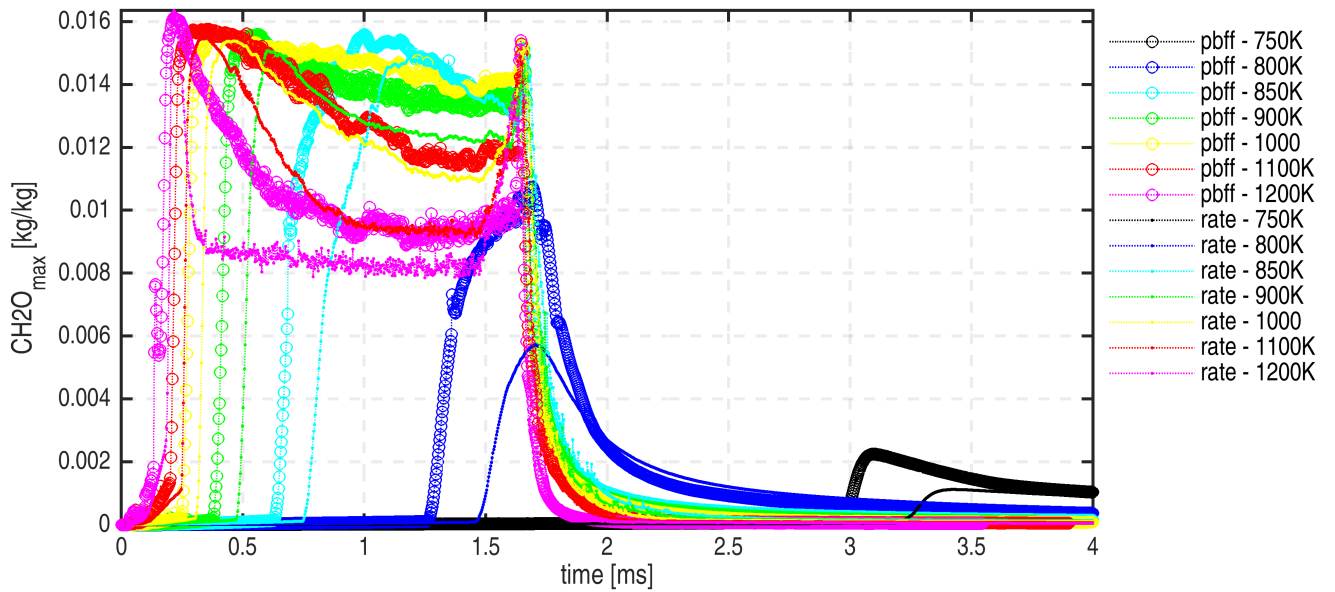


Abbildung 6.12: Verlauf der maximalen Formaldehydkonzentration ($Y_{CH_2O_{max}}$) für verschiedene Kammer-temperaturen (T_{Kammer})

Vergleicht man die Verläufe von T_{max} , $Y_{CH_2O_{max}}$ und $Y_{SOOT_{max}}$ für verschiedene T_{Kammer} (Abb. 6.11, 6.12, 6.13), fallen weitere Unterschiede zwischen den Simulationen mit und ohne Toolketteninitialisierung auf. Die Unterschiede durch die Initialisierung zeigen sich deutlicher als für die skalaren Auswertegrößen. Die Rateninitialisierung führt zu:

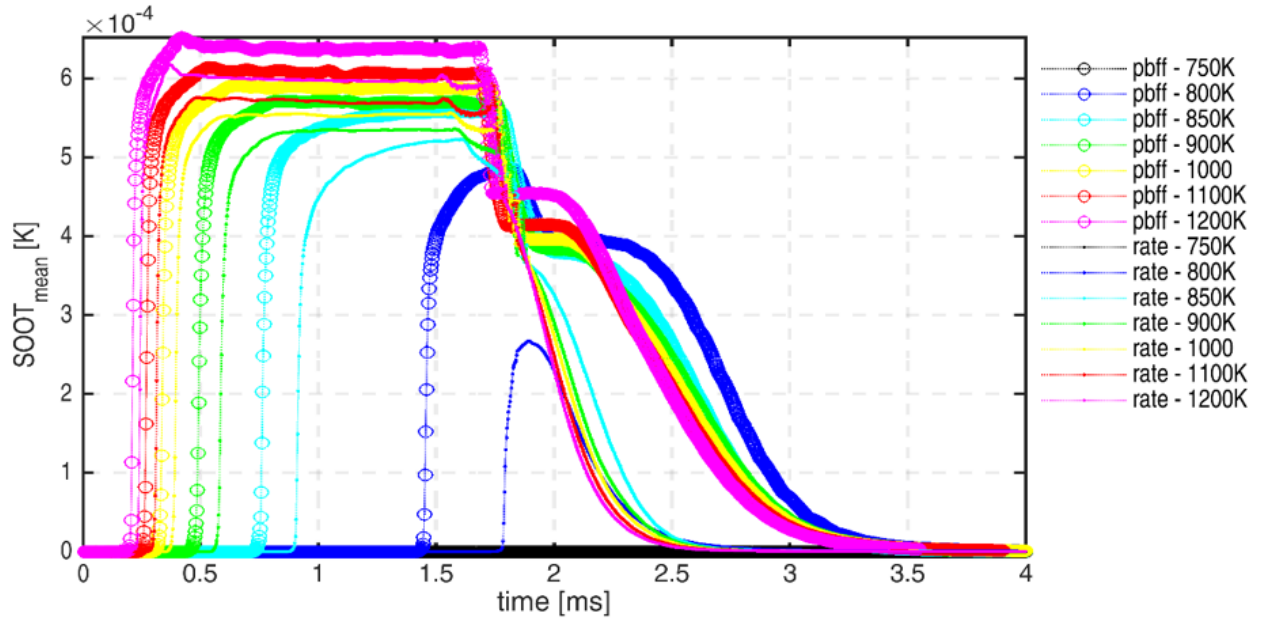


Abbildung 6.13: Verlauf der maximalen Rußkonzentration ($Y_{SOOT_{max}}$) für verschiedene Kammertemperaturen (T_{Kammer})

- späterer Zündung für alle drei Indikatoren.
- leicht ansteigendem T_{max} während der Einspritzung.
- fehlendem kurzen Anstieg von T_{max} am Ende der Einspritzung.
- schnellerem Absinken von T_{max} nach Ende der Einspritzung.
- niedrigeren Werte von $Y_{CH_2O_{max}}$ und $Y_{SOOT_{max}}$ während der Einspritzung, insbesondere für Fälle, in denen die Einspritzung vor Erreichen des Maximalwerts endet und die spätere Zündung zu sehr unterschiedlichen Maximalwerten führt.
- deutlich schnellerem Absinken von $Y_{SOOT_{max}}$ nach Ende der Einspritzung.

Zu Beginn der Ausbrandphase ($t = 2.3ms$) ist für alle rateninitialisierten Simulationen $Y_{SOOT_{max}}$ eine Größenordnung kleiner als für die Simulationen mit Toolkette. Die Bewertung anhand der experimentellen Auswertegrößen ist jedoch nur im Ansatz möglich. In dem in Abbildung 4.4 dargestellten Ersatzbild ist zu erkennen, dass bis etwa $t = 2.3ms$ grünes Leuchten erkannt wird also noch ausreichend Rußoberfläche bei ausreichend hoher Temperatur vorhanden sein muss. Danach befindet sich der brennende Bereich des Sprays außerhalb des Sichtfelds der Kamera. Es lässt sich vermuten, dass auch für $t > 2.3ms$ noch Rußleuchten auftritt. Zusammen mit der Annahme, dass eine Rußkonzentration von $Y_{SOOT_{max}} \leq 1e^{-4}$ nicht ausreicht, um ein wahrnehmbar starkes Rußleuchten zu verursachen, ergibt sich, dass die rateninitialisierte Simulation die Rußbildung unterschätzt oder die Rußoxidationsgeschwindigkeit überschätzt.

Fazit

LOL nimmt mit zunehmender Temperatur exponentiell ab. Die Simulation mit Toolketteninitialisierung bildet die Flammenabhebehöhe in fast allen Fällen richtig ab. LOL_T und LOL_{CH_2O} stimmen dabei gut mit LOL_{blau} überein, obwohl sie die Flammenabhebehöhen zu verschiedenen Zeiten repräsentieren. Die

Simulation ergibt plausible Werte für LOL_{SOOT} . Ein genauer Vergleich mit $LOL_{grün}$ ist aber nicht möglich, da die Temperaturabhängigkeit des Rußleuchtens nicht modelliert wird. Für $T_{Kammer} = 750K$ tritt ausschließlich kalte-Flamme-Chemie auf, für die die Auswertekriterien der Simulation nicht geeignet sind. Die Simulation für $T_{Kammer} = 750K$ kann daher nicht validiert werden. Für große Kammertemperaturen ($T_{Kammer} \geq 900K$) ergibt auch die rateninitialisierte Simulation eine gute Übereinstimmung mit dem Experiment. Mit Rateninitialisierung ergibt sich ein etwas kleineres LOL_T als für die Simulation mit Toolketteninitialisierung während LOL_{SOOT} ähnlich ist. Für kleine Kammertemperaturen ($T_{Kammer} \leq 850K$) ergibt die rateninitialisierte Simulation keine zum Experiment passenden Ergebnisse. Darüber hinaus liefert die rateninitialisierte Simulation kleinere maximale Rußkonzentrationen $Y_{SOOT_{max}}$ als die mit Toolkette initialisierte Simulation und nach Ende der Einspritzung nimmt $Y_{SOOT_{max}}$ schneller ab. Das im Experiment beobachtete Rußleuchten legt nahe, dass in der Ausbrandphase noch länger Ruß auftritt und die toolketteninitialisierte Simulation besser zum Experiment passt. Der Mangel an quantitativen Messungen der Rußkonzentration macht aber eine endgültige Bewertung schwierig.

Fazit Kammerbedingungen und Initialisierung

Die Wahl der Indikatoren für die Auswertegrößen erweist sich in beinahe allen Fällen als geeignet. Für die Interpretation des Vergleichs der Abhebehöhe der grünen Flamme ($LOL_{grün}$) muss allerdings die Temperaturabhängigkeit des Rußleuchtens berücksichtigt werden. Der Vergleich von grünem Leuchten im Experiment und Rußkonzentration in der Simulation ist nur begrenzt aussagekräftig. Für Studien, die über eine Plausibilitätsprüfung von Ort und Zeit der Rußbildung hinaus gehen, müsste eine Modellierung des Rußleuchtens selbst erfolgen. Zusätzlich wären quantitative Messungen der Rußkonzentration sehr hilfreich.

Die Simulation mit Toolkette bildet alle Auswertegrößen des Experiments für beinahe alle Kammerbedingungen sowohl qualitativ als auch quantitativ gut ab. Für eine Kammerdichte von $\rho_{Kammer} = 7.6kg/m^3$ sind die Messergebnisse für LP , VP , ID_{SOOT} und LOL_{SOOT} fragwürdig, wodurch die Gemischbildungssimulation und Ort und Zeit der Rußbildung für Fälle mit $\rho_{Kammer} \leq 7.6kg/m^3$ nicht validiert werden können. Für eine Kammertemperatur von $T_{Kammer} = 750K$ tritt in der Simulation ausschließlich kalte-Flamme-Chemie auf, für die die Auswertekriterien der Simulation nicht geeignet sind. Die Verbrennungssimulation für $T_{Kammer} \leq 750K$ kann daher ebenfalls nicht validiert werden.

Die Initialisierung mit Trapezrate führt zu einer unterschiedlichen Gemischbildung. Rateninitialisiert sind LP und VP für alle untersuchten Fälle direkt zu Beginn der Einspritzung kleiner. Auch wenn die Unterschiede in der Gemischbildung nicht sehr groß sind, führen sie konsequent zu größeren ID in der rateninitialisierten Simulation. Für geringe Kammertemperaturen $T_{Kammer} \leq 850K$ bildet die rateninitialisierte Simulation sowohl den Zündzeitpunkt als auch die Flammenabhebehöhe nur unzureichend oder gar nicht ab. Die größten Auswirkungen hat die Initialisierung auf die Rußkonzentration. Rateninitialisiert ergeben sich besonders für kleine Temperaturen und Sauerstoffkonzentrationen deutlich geringere Rußkonzentrationen als mit der Toolkette und die Rußkonzentration nimmt nach Ende der Einspritzung sehr viel schneller wieder ab. Einziger Anhaltspunkt dafür, dass die Toolketten Initialisierung die plausibleren Ergebnisse liefert, ist dass auch nach Ende der Einspritzung im Experiment noch deutliches Rußleuchten zu erkennen ist. Da jedoch keine direkten Messungen der Rußkonzentrationen in der Kammer durchgeführt wurden, ist eine abschließende Bewertung jedoch nicht möglich. Es lässt sich lediglich sagen, dass Ort und Zeit des vorhandenen Rußes für die Toolketteninitialisierung gut zu den im Experiment gemachten Beobachtungen passen.

Alle im Folgenden diskutierten Simulationen werden, soweit nicht anders gesagt, mithilfe der Toolkette initialisiert.

6.1.2 Kraftstoff - n-Dodekan vs. Diesel Einfacheinspritzungen

Im zweiten Schritt der Validierung werden die Ergebnisse aus Experiment und Simulation im Hinblick auf die Kraftstoffwahl untersucht. Für die Simulation stellt die Modellierung von Diesel eine besondere Herausforderung dar, weil es sich nicht wie bei n-Dodekan um einen Reinstoff, sondern um ein Gemisch aus verschiedenen Alkanen, aromatische Kohlenwasserstoffen und Cycloalkanen handelt. Für die Modellierung müssen also Annahmen für die Eigenschaften des Kraftstoffs getroffen werden. Die Eigenschaften des flüssigen Kraftstoffs werden einer FIRE internen Bibliothek für Diesel entnommen. Für die Modellierung der Gasphase wird ein Gemisch aus n-Dodekan und p-Xylen verwendet. Das Gemisch sollte Zündverzögerung und Schadstoffbildung von Diesel realistischer wiedergeben können als das reine n-Dodekan, da das p-Xylen als aromatischer Kohlenwasserstoff eine wichtige Klasse im Diesel-Kraftstoffgemisch repräsentiert [41]. Als Reaktionsmechanismus wird der reduzierte Diesel-Surrogat Mechanismus der Lawrence Livermore National Laboratories (LLNL) verwendet, der aus der Kombination aus einem n-Dodekan- [49] und einem p-Xylen-Mechanismus [35] entstanden ist. Indem die Ergebnisse für Diesel direkt mit denen für n-Dodekan verglichen werden, lässt sich der Effekt, den die Beifügung von p-Xylen zum simulierten Kraftstoff hat, von den übrigen Effekten der Simulation trennen. Um auch den Einfluss der Eigenschaften der Flüssigphase (Dichte, Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit, Viskosität und Dampfdruck in Abhängigkeit der Temperatur) des Kraftstoffs getrennt zu betrachten, werden Simulationen mit n-Dodekan - Xylen Kraftstoffgemisch sowohl mit den Eigenschaften der Flüssigphase von n-Dodekan als auch separat noch einmal mit denen für Diesel durchgeführt. In allen Fällen bleibt die Sprayinitialisierung gleich.

Flüssige Eindringtiefe (LP) und Dampfeindringtiefe (VP)

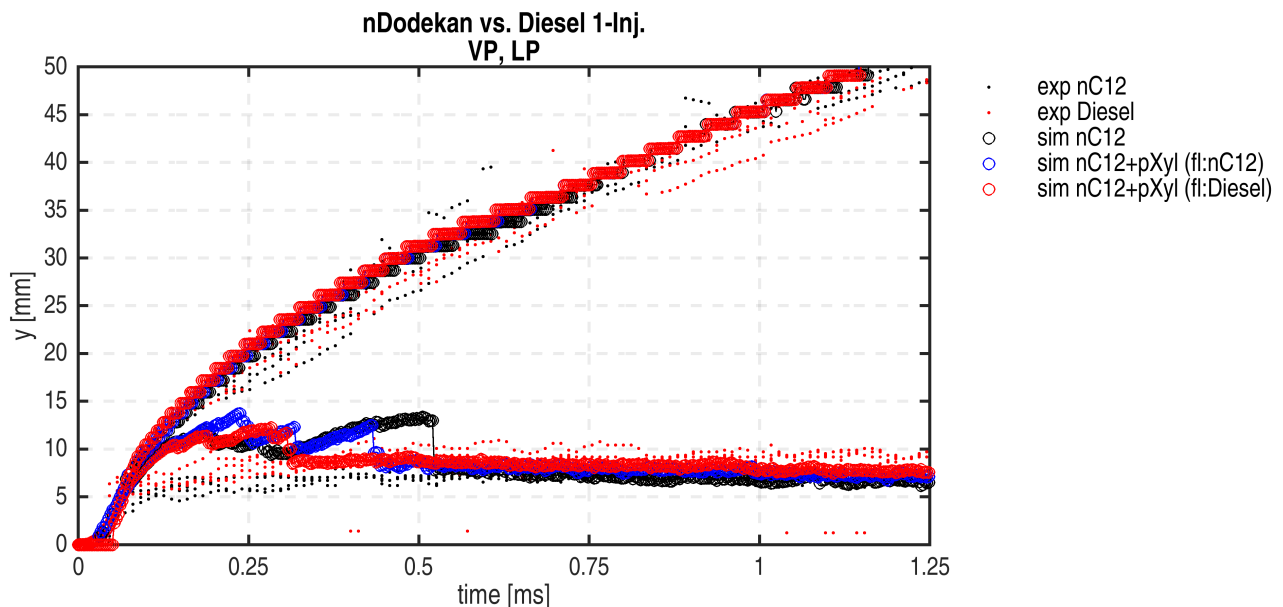


Abbildung 6.14: Flüssige Eindringtiefe (LP) und Dampfeindringtiefe (VP) für n-Dodekan (...*n-Dodekan*) und Diesel (...*Diesel*) Einfacheinspritzung unter Standardbedingungen

In Abbildung 6.14 sind LP und VP für n-Dodekan und Diesel Einfacheinspritzung unter Standardbedingungen zu sehen. Neben den experimentellen Ergebnissen, sind auch die Ergebnisse für die Simulation mit und ohne Anpassung der Eigenschaften der Flüssigphase des Kraftstoffs abgebildet.

Experiment vs. Experiment

Die experimentellen Ergebnisse für n-Dodekan und Diesel unterscheiden sich leicht in LP . LP_{Diesel} ist dabei im Mittel etwa zwei Millimeter größer als $LP_{n-Dodekan}$. Für VP ist kein Unterschied erkennbar.

Simulation vs. Experiment

Die Simulation mit dem Diesel Surrogat aus n-Dodekan und p-Xylen und den Eigenschaften der Flüssigphase von Diesel führt ebenfalls zu einem knapp zwei Millimeter größerem LP . Der einzige Unterschied in VP ist eine minimale Verzögerung für die Diesel Simulation ganz zu Beginn der Einspritzung, die schon nach $t = 0.065ms$ keine Auswirkungen mehr auf VP hat.

Simulation vs. Simulation

Für die Simulation mit den Eigenschaften der Flüssigphase von n-Dodekan und dem Diesel-Surrogat als dampfförmigen Kraftstoff liegt LP zwischen $LP_{n-Dodekan}$ und LP_{Diesel} . Demnach haben sowohl die Eigenschaften der Flüssigphase als auch die der Dampfphase einen Einfluss auf LP . Die leichte Verzögerung von VP tritt nur für die Simulation mit den Eigenschaften der Flüssigphase von Diesel auf. Verantwortlich sind daher wohl leicht andere Verdampfungseigenschaften.

Zündverzug (ID) und Flammenabhebehöhe (LoL) im Experiment

Für den Vergleich des Brennverhaltens von n-Dodekan und Diesel, werden der Zündverzug (ID) und die Flammenabhebehöhe (LoL) für die verschiedenen Kraftstoffe verglichen. Im Experiment wird dabei wieder in blaues (...*blau*) und grünes Leuchten (...*grün*) unterschieden. Die experimentellen Ergebnisse werden zusammen für ID und LoL diskutiert. In den darauffolgenden Abschnitten wird der Abgleich mit der Simulation für jede Größe einzeln vorgestellt.

Experiment vs. Experiment

Für einen ersten Eindruck über die Verbrennungsgrößen sind in Abbildung 6.15 die mittleren Ersatzbilder von n-Dodekan und Diesel unter Standardbedingungen dargestellt. Für Diesel weist der Verbrennungsablauf eine etwas andere Charakteristik auf als für n-Dodekan.

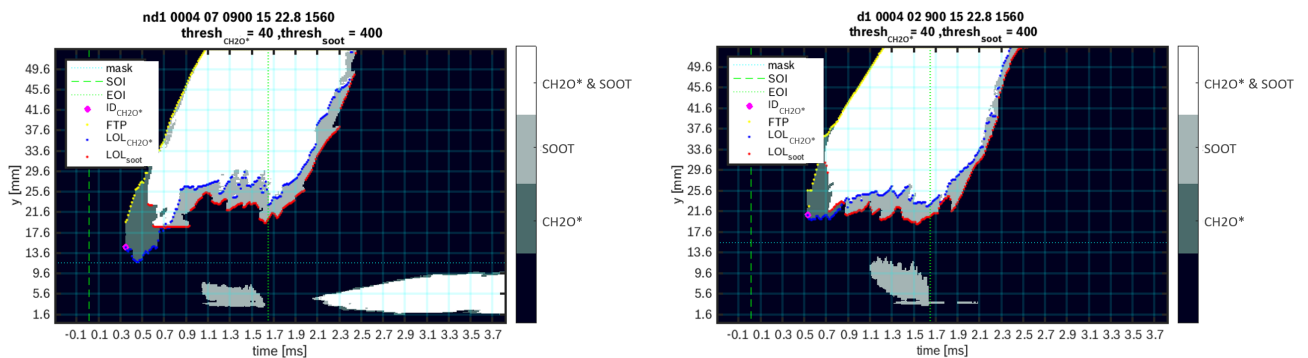


Abbildung 6.15: Mittlere Ersatzbilder aus dem Experiment für n-Dodekan und Diesel unter Standardbedingungen

Die bereits diskutierte größere flüssige Eindringtiefe (LP) für die Dieseleinspritzung hat auch Auswirkungen auf die Auswertung des Ersatzbildes für die Verbrennung. Durch das größere LP und das an der Flüssigkeit reflektierte Licht muss die Grenze, unterhalb derer kein Verbrennungsleuchten erkannt werden darf, angehoben werden. Der auffälligste Unterschied zwischen den beiden Kraftstoffen zeigt sich jedoch im Verhalten des blauen Leuchtens. Für die Dieseleinspritzung tritt es fast zwei Millisekunden

später auf als für n-Dodekan. Außerdem ist LOL_{blau} deutlich größer und entspricht im Wesentlichen $LOL_{grün}$. $LOL_{grün}$ ist für Diesel ähnlich groß wie für n-Dodekan.

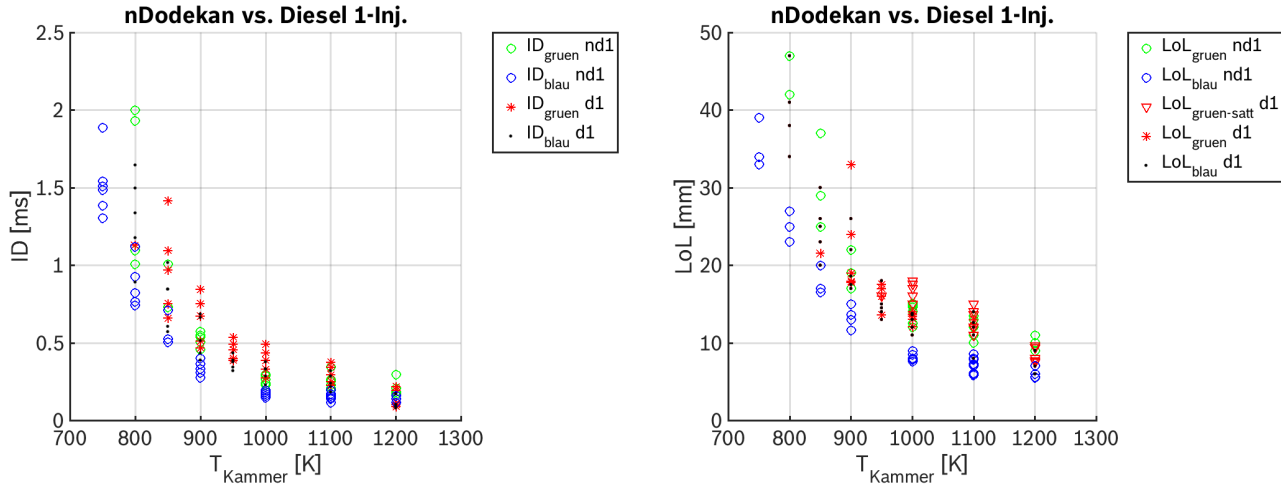


Abbildung 6.16: Experimentelle Zündverzüge (ID) und Flammenabhebehöhen (LOL) für n-Dodekan und Diesel über verschiedenen Kammertemperaturen (T_{Kammer})

In Abbildung 6.16 sind die experimentellen ID und LOL für n-Dodekan und Diesel über verschiedenen T_{Kammer} gegeben. Außer für $T_{Kammer} = 1200K$ bestätigen sich die an den Ersatzbildern (6.15) gemachten Beobachtungen. Diesel erreicht gegenüber n-Dodekan größere ID_{blau} und LOL_{blau} und ähnliche Werte für $ID_{grün}$ und $LOL_{grün}$. Das blaue Leuchten ist grundsätzlich schwächer ausgeprägt als für n-Dodekan. Für $T_{Kammer} \geq 1000K$ kommt es durch das größere LP und die gleichbleibend kleinen $LOL_{grün}$ in manchen Fällen zu einer Verschmelzung der beiden Bereiche im Ersatzbild. Für diese Fälle kann $LOL_{grün}$ nicht über den bisherigen Grenzwert bestimmt werden. Als Ersatz wird $LOL_{grün-satt}$ ausgewertet, das dadurch charakterisiert wird, dass sowohl das Kriterium für die grüne als auch das Kriterium für die blaue Flamme erfüllt sind (4.2, 4.1). Das Kriterium ist erfüllt, wenn beide Farbkanäle in Sättigung gehen, das Rußleuchten also sehr stark ist. Für $T_{Kammer} = 1200K$ ergeben sich für $ID_{grün}$ trotz des härteren Kriteriums auch für $LOL_{grün}$ kleinere Werte für Diesel als für n-Dodekan. Allgemein scheint das Rußleuchten für Diesel stärker ausgeprägt zu sein. Es tritt im Verhältnis zur blauen Flamme schneller und näher am Düsenaustritt auf. Die im Bezug zu ID_{blau} schnellere Rußbildung hat vermutlich zwei Gründe: Eine schnellere Rußbildung auf Grund von aromatischen Kohlenwasserstoffen im Diesel und ein langsames oder sogar gar kein kalte-Flamme-Leuchten durch CH_2O -Radikalen in manchen Fällen. Das blaue Leuchten für Diesel könnte in diesen Fällen hauptsächlich oder sogar vollständig auf Hochtemperatur-Chemilumineszenz von CH -Radikalen zurückzuführen sein. Es ist also nicht klar, ob der Beginn des blauen Leuchtens für Diesel auf den gleichen charakteristischen Punkt in der Flammenentwicklung hinweist wie für n-Dodekan.

Die Streuung der Diesel-Ergebnisse ist sehr groß. Tatsächlich ist die Streuung sogar sehr viel größer als das Delta zwischen dem Auftreten von blauer und grüner Flamme. Für eine bessere Übersichtlichkeit werden für den Abgleich der Simulation mit dem Experiment daher die Ergebnisse für das jeweilige mittlere Ersatzbild hervorgehoben. Alle übrigen Ergebnisse werden nur mit Punkten angezeigt (Vgl. Abb. 6.17).

Zündverzug (ID) in der Simulation

Für die Bestimmung von ID auf Seiten der Simulation werden die maximale Temperatur (ID_T), die maximale Rußkonzentration (ID_{SOOT}) und die maximale Formaldehydkonzentration (ID_{CH_2O}) genutzt.

In Anlehnung an die Ergebnisse für n-Dodekan wird erwartet, dass ID_T zwischen ID_{blau} und $ID_{grün}$ liegt, während ID_{SOOT} mit $ID_{grün}$ und ID_{CH_2O} mit ID_{blau} übereinstimmt. Ziel des Vergleichs mit dem Experiment ist die Bewertung der Eignung des n-Dodekan - p-Xylen Gemischs als Surrogat für die Diesel Gasphase.

Simulation vs. Experiment

In Abbildung 6.17, 6.18 und 6.19 sind die ID von Experiment und Simulation für verschiedene Kammerbedingungen dargestellt. In den meisten Fällen stimmen ID_{blau} des mittleren Ersatzbildes und ID_T sehr gut überein. Für $T_{Kammer} \geq 1100K$ und $X_{O_2Kammer} = 21\%$ ergeben sich um etwa 0.1ms zu große ID_T . Die augenscheinlichste Abweichung zeigt sich jedoch für $\rho_{Kammer} = 7.6kg/m^3$. Während im Experiment keinerlei Anzeichen für eine Verbrennung zu sehen sind, ergibt die Simulation eine Zündung für alle drei Kriterien. Wie schon bei n-Dodekan ist dieser Fall nicht auswertbar, da die Zündung erst erfolgt nachdem das Spray den Sichtbereich der Kamera verlassen hat.

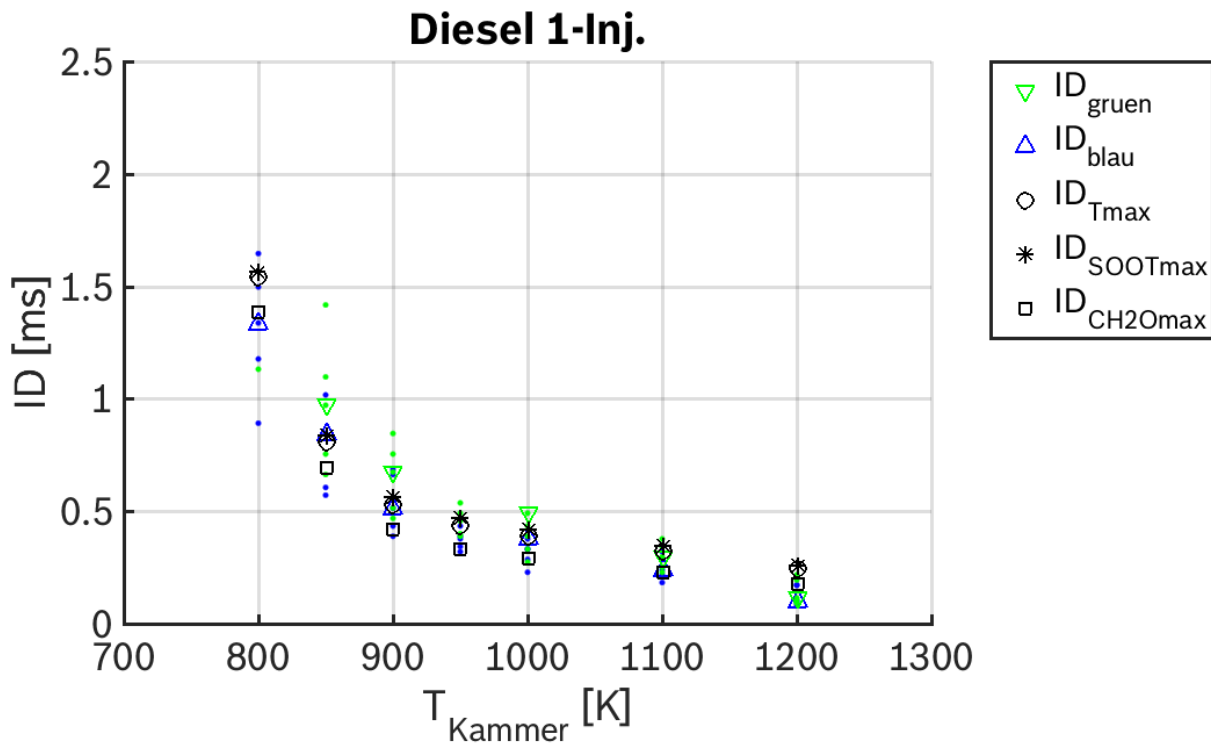


Abbildung 6.17: Zündverzögerung (ID) in Abhängigkeit von der Kammertemperatur (T_{Kammer}) für Diesel Experiment und Simulation

Anders als für n-Dodekan ergibt sich aus der Diesel-Modellierung nicht in allen Fällen eine Übereinstimmung von ID_{blau} und ID_{CH_2O} . Insbesondere für $X_{O_2Kammer} \leq 12\%$ und $\rho_{Kammer} = 15.2kg/m^3$ ist ID_{CH_2O} deutlich kleiner als ID_{blau} . Ob dieses Verhalten auf Fehler in der Modellierung oder auf die Interpretation des blauen Leuchtens als kalte-Flamme CH_2O -Chemilumineszenz zurück geht, ist nicht mit Bestimmtheit zu sagen. Die gute Übereinstimmung von ID_T und ID_{blau} und die grundsätzlich unterschiedlichen Ersatzbilder für n-Dodekan und Diesel (Abb. 6.15) deuten allerdings auf Zweites hin.

ID_{SOOT} korrelieren in den meisten Fällen mit $ID_{grün}$. Die Simulation bildet also auch die im Experiment beobachtete schnellere Rußbildung für Diesel ab. Die einzigen Ausnahmen sind auch hier $T_{Kammer} \geq 1100K$ und $X_{O_2Kammer} = 21\%$, für die ID_{SOOT} um bis zu 0.1ms größer ist als $ID_{grün}$.

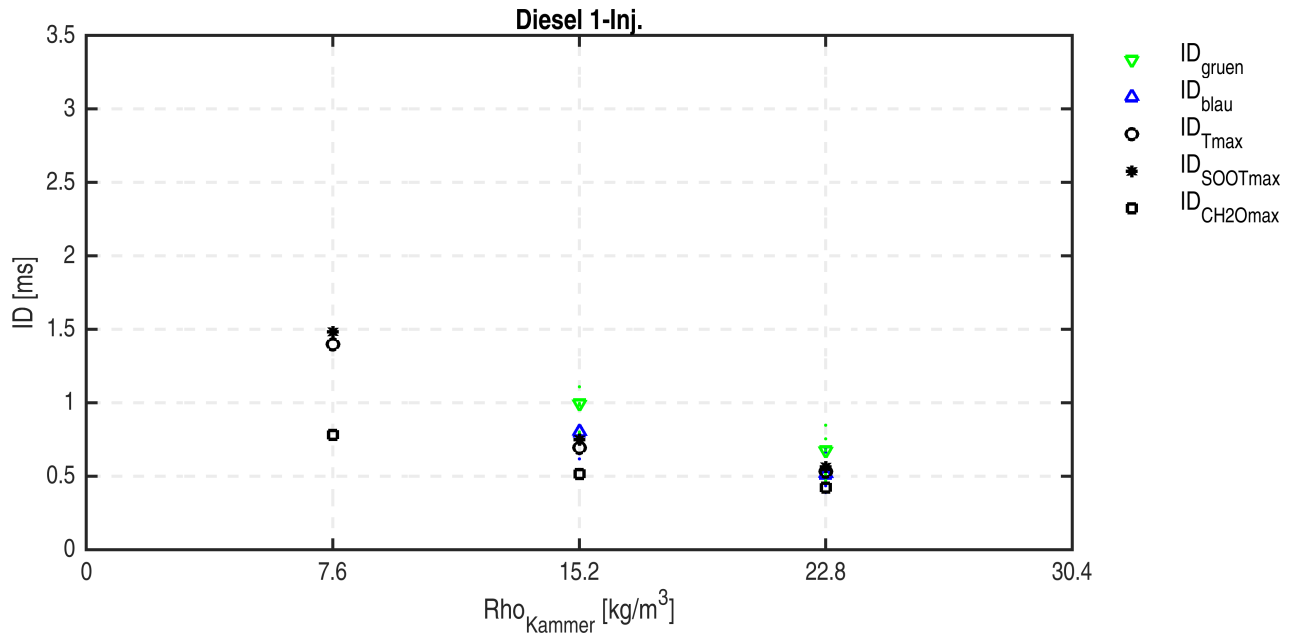


Abbildung 6.18: Zündverzug (ID) in Abhängigkeit von der Kammerdichte (ρ_{Kammer}) für Diesel Experiment und Simulation

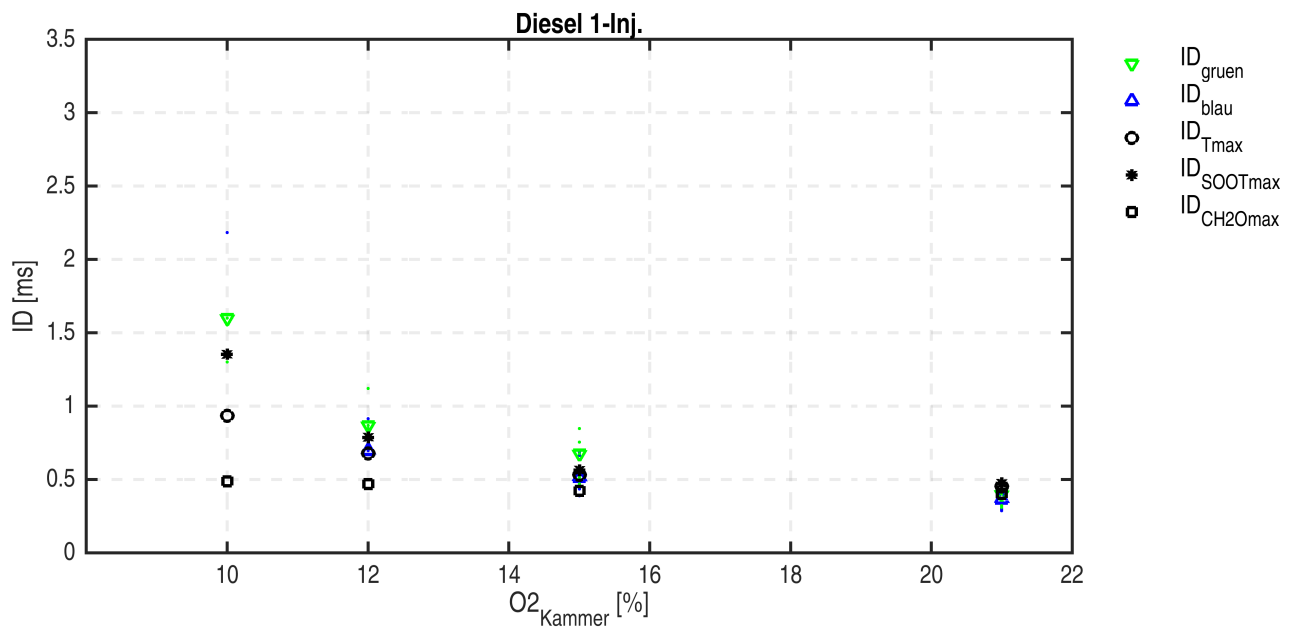


Abbildung 6.19: Zündverzug (ID) in Abhängigkeit von der Sauerstoffkonzentration in der Brennkammer ($X_{O_2Kammer}$) für Diesel Experiment und Simulation

Simulation vs. Simulation

Um die in der Simulation beobachteten Unterschiede zwischen Diesel und n-Dodekan Verbrennung bewusst den Eigenschaften der Gasphase oder der Flüssigphase zuordnen zu können, wird eine dritte Kraftstoffkonfiguration mit den Flüssigphaseneigenschaften von n-Dodekan und dem n-Dodekan+Xylen

Gemisch als Gasphase simuliert. Abbildung 6.20 zeigt die Verläufe von T_{max} über verschiedenen T_{Kammer} für alle drei Kraftstoffkonfigurationen.

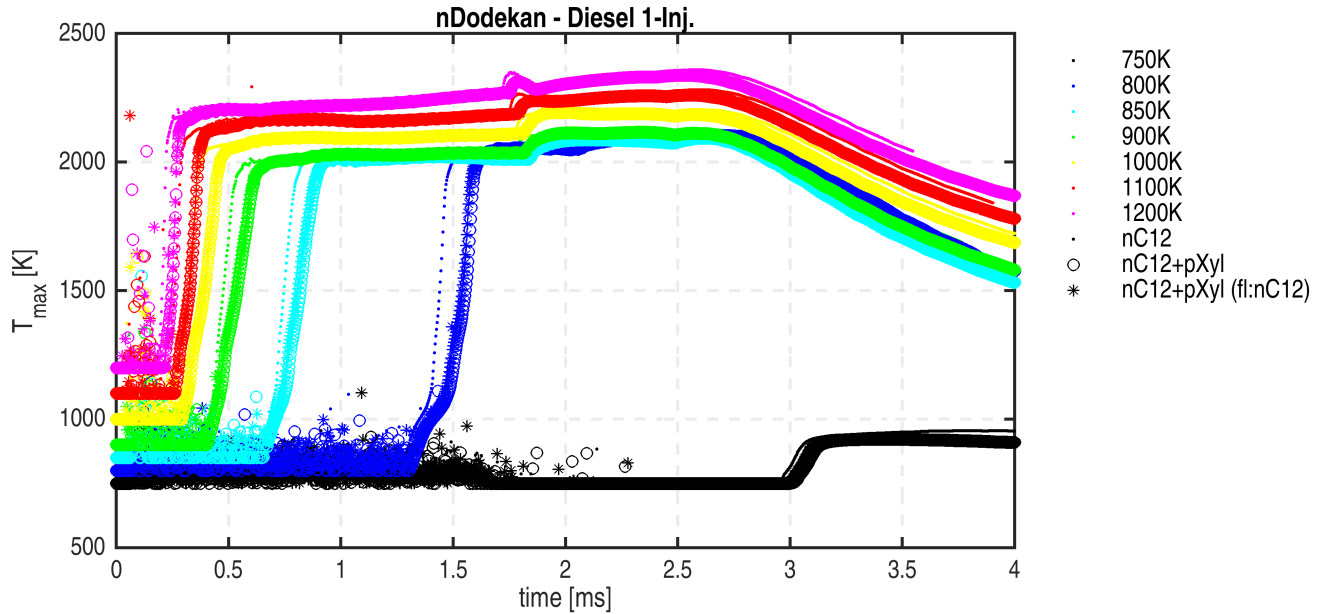


Abbildung 6.20: T_{max} Verläufe für verschiedene T_{Kammer} und Kraftstoffe

Dargestellt sind die Verläufe von T_{max} für verschiedene T_{Kammer} für reines n-Dodekan, reinen Diesel und Diesel mit den flüssigen Eigenschaften von n-Dodekan. Die Verläufe von T_{max} sind für reinen Diesel und Diesel mit den flüssigen Eigenschaften von n-Dodekan beinahe gleich. Die Simulation mit reinem n-Dodekan führt in allen Fällen zu einem früheren und steileren Anstieg von T_{max} . Die gleiche Beobachtung wird auch für alle anderen Indikatoren für ID und alle Kammerbedingungen gemacht. Für den Verlauf von T_{max} , $Y_{CH_2O_{max}}$ und $Y_{SOOT_{max}}$ scheint demnach fast ausschließlich die Kraftstoffzusammensetzung der Gasphase entscheidend zu sein.

Flammenabhebehöhe (LoL) in der Simulation

Für die Auswertung von LOL werden Isoflächen der Rußkonzentration (LOL_{SOOT}) und Isoflächen der Temperatur (LOL_T) bei stabilisierter Flamme ausgewertet und mit $LOL_{grün}$ und LOL_{blau} aus dem Experiment abgeglichen. In Abbildung 6.21, 6.22 und 6.23 sind die LOL von Experiment und Simulation für verschiedene Kammerbedingungen dargestellt. Mit Ausnahme von $T_{Kammer} \leq 850K$, $X_{O_2Kammer} \leq 12\%$ oder $\rho_{Kammer} \leq 15.2kg/m^3$ sind LOL_{blau} und $LOL_{grün}$ im Experiment identisch.

In den meisten Fällen stimmt LOL_T gut mit den beiden experimentellen LOL überein. $LOL_{T_{Diesel}}$ ist in allen Fällen deutlich größer als $LOL_{T_{n-Dodekan}}$ ($2mm \leq LOL_{SOOT_{Diesel}} - LOL_{SOOT_{n-Dodekan}} \leq 7mm$). Ein Grund hierfür könnte die größere Eindringtiefe der Flüssigphase (LP) sein, durch deren Verdampfung die Umgebung auch weiter stromab gekühlt wird als bei n-Dodekan.

Trotz der weitreichenderen Kühlung ist $LOL_{SOOT_{Diesel}}$ in der Regel nur wenig größer als $LOL_{SOOT_{n-Dodekan}}$ ($LOL_{SOOT_{Diesel}} - LOL_{SOOT_{n-Dodekan}} \leq 2mm$). Für $T_{Kammer} = 1200K$ und $X_{O_2Kammer} = 12\%$ ist $LOL_{SOOT_{Diesel}}$ sogar kleiner als $LOL_{SOOT_{n-Dodekan}}$. Diese Beobachtung deckt sich mit dem Experiment und ist auf die schnellere Rußbildung auf Grund der aromatischen Kohlenwasserstoffe im Kraftstoffgemisch zurückzuführen. LOL_{SOOT} ist in allen Fällen etwa 1.5 mm größer als LOL_T und überschätzt damit systematisch das Ergebnis für das mittlere Ersatzbild. Dennoch folgt auch LOL_{SOOT} dem richtigen Trend und liegt im

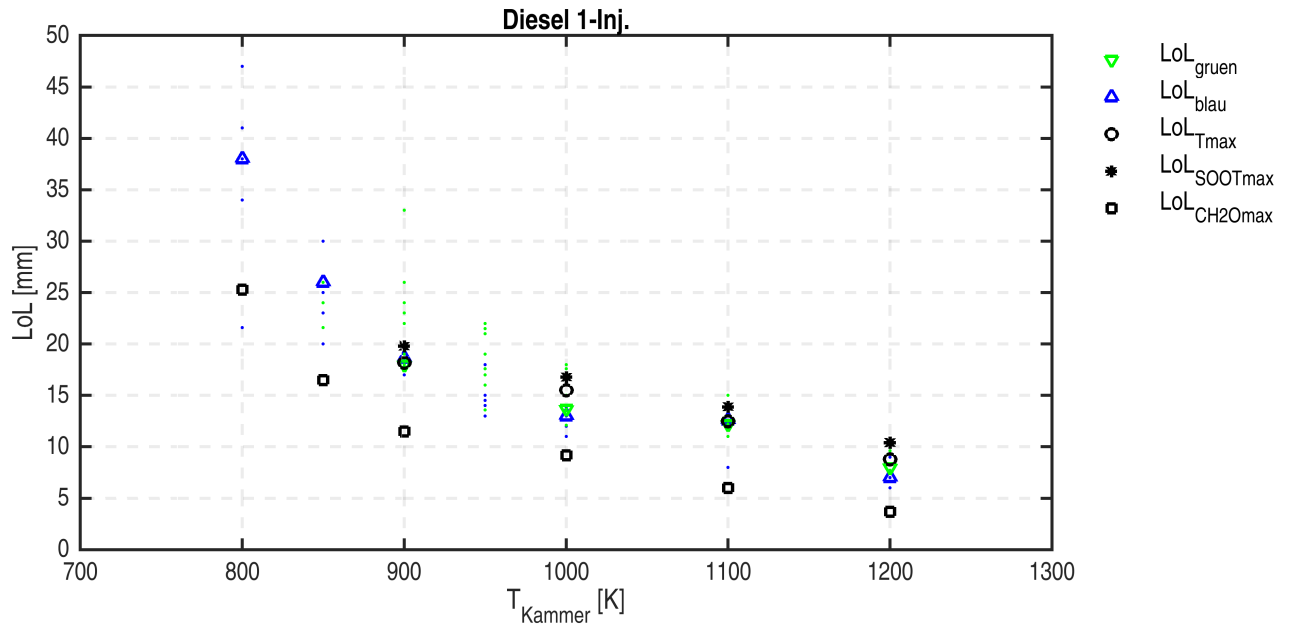


Abbildung 6.21: LoL in Abhängigkeit von T_{Kammer} für Diesel Experiment und Simulation

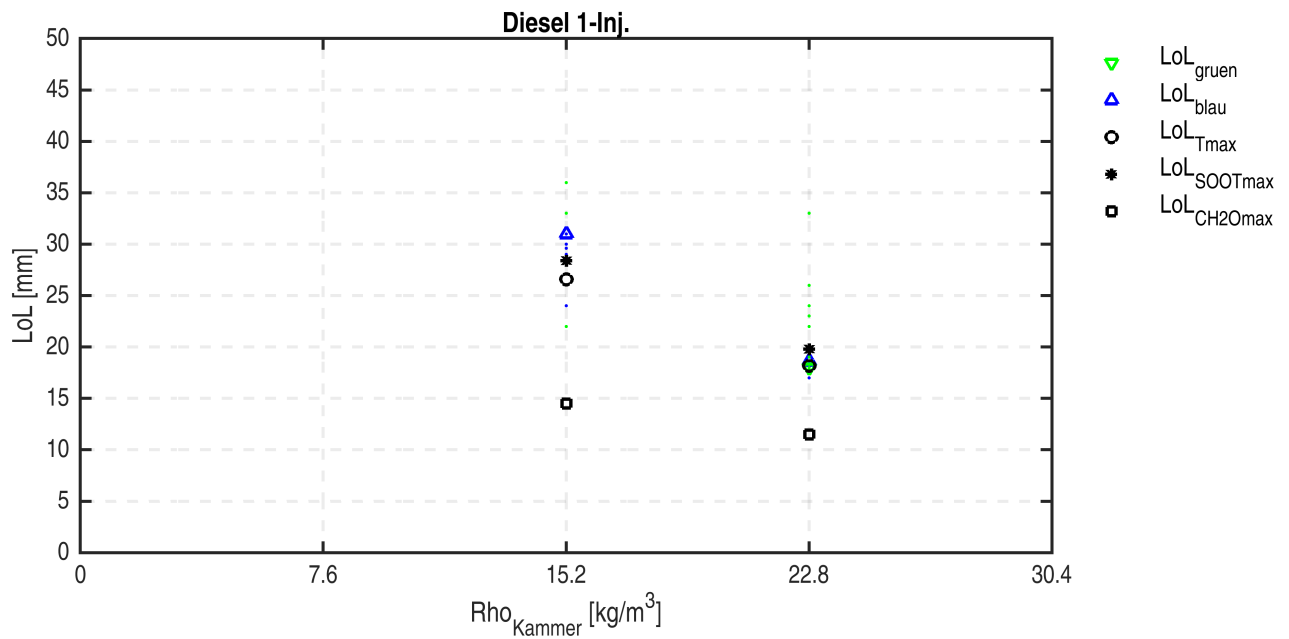


Abbildung 6.22: LoL in Abhängigkeit von ρ_{Kammer} für Diesel Experiment und Simulation

Rahmen der experimentellen Streuung. Es wird bewusst keine Anpassung des Grenzwerts vorgenommen, um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu erhalten.

Während für alle Kriterien die Zündung für Diesel später erfolgt und LoL_T und LoL_{SOOT} größer werden, bleibt LoL_{CH_2O} ähnlich oder wird sogar kleiner. Das Simulationsergebnis für LoL_{CH_2O} ist für Diesel und n-Dodekan fast identisch. Anders als im n-Dodekan Experiment folgt LoL_{CH_2O} damit nicht dem Trend von LoL_{blau} .

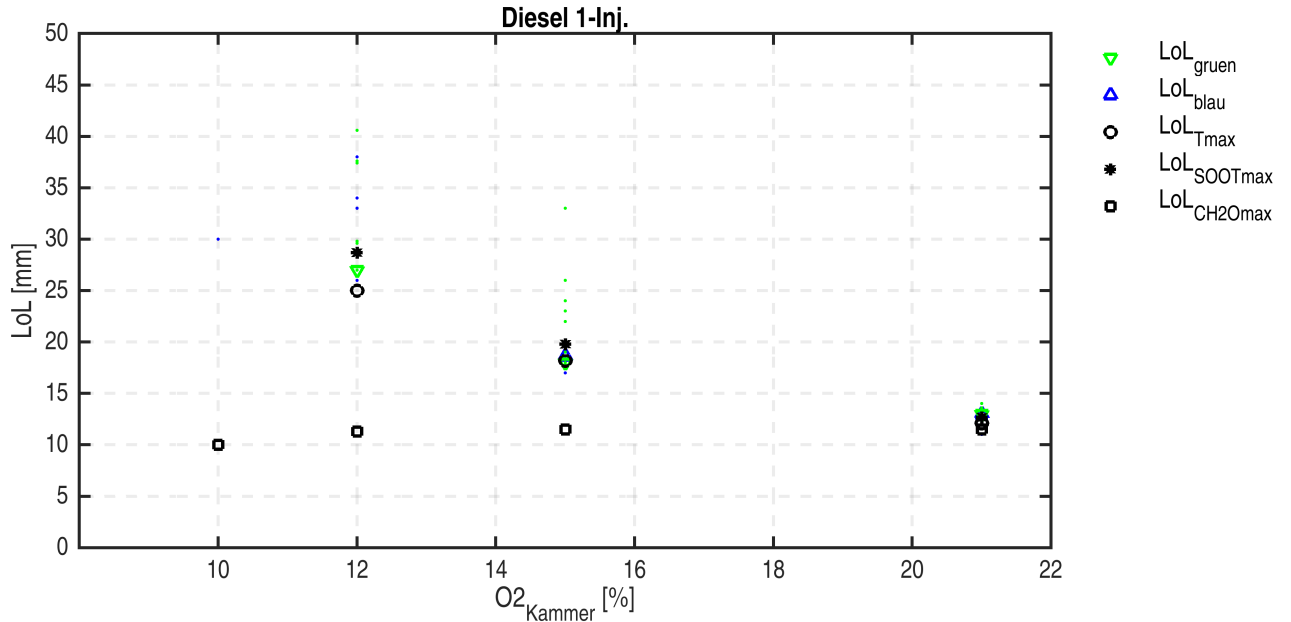


Abbildung 6.23: LOL in Abhängigkeit von $O_{2,Kammer}$ für Diesel Experiment und Simulation

Für einen punktuellen Abgleich des Rußleuchtens mit LOL_{SOOT} nach Ende der Einspritzung wird das in Abbildung 6.15 dargestellte experimentelle Ersatzbild mit einem Schnitt durch das reagierende Spray (Abb. 6.24) zum Zeitpunkt, zu dem der grün leuchtende Bereich im Experiment das Sichtfenster verlässt, verglichen. Es ist zu erkennen, dass die Rußisokontur und damit auch LOL_{SOOT} zu dem Zeitpunkt ebenfalls kurz davor ist die Länge des Sichtfensters ($50mm$) zu überschreiten. Die Simulation scheint demnach auch für den Ausbrand noch plausible Ergebnisse für LOL_{SOOT} zu liefern.

Anders als der Ruß entfernt sich der Bereich hoher Temperaturen nach Ende der Einspritzung nur sehr langsam vom Spritzloch. Auf Grund fehlender Messdaten kann dieses Verhalten jedoch weder bestätigt noch widerlegt werden.

Simulation vs. Simulation

Die Simulationsergebnisse für die Verbrennung von Diesel (nDodekal+Xylen) unterscheiden sich in einigen Punkten deutlich von denen der Simulation mit reinem n-Dodekan. Bemerkenswert ist insbesondere eine stärkere Sensitivität der Dieselsimulation für die Sauerstoffkonzentration in der Brennkammer ($X_{O_{2,Kammer}}$). Für einen vertieften Einblick in die Unterschiede im Verbrennungsverlauf, werden die Verläufe der maximalen Temperatur (T_{max}), des maximalen Rußmassenbruchs ($Y_{SOOTmax}$) und des maximalen Formaldehydmassenbruchs (Y_{CH_2Omax}) über der Sauerstoffkonzentration in der Brennkammer ($X_{O_{2,Kammer}}$) betrachtet. Abbildung 6.25 zeigt den Verlauf von T_{max} . Wie im Experiment erfolgt die Zündung (ID_T) in allen Fällen etwas später für Diesel. Es zeigt sich, dass der sprunghafte Anstieg von T_{max} , der die Zündung anzeigt, für Diesel nur wenig später anfängt als für n-Dodekan, der Anstieg aber langsamer abläuft. Je nachdem welcher Punkt im Temperaturanstieg als Zündverzögerung interpretiert wird, erhöht oder vermindert sich also der Unterschied zwischen $ID_{n-Dodekan}$ und ID_{Diesel} . Der Maximalwert von T_{max} ist für Diesel und n-Dodekan der gleiche.

In Abbildung 6.26 ist der Verlauf von $Y_{SOOTmax}$ für verschiedene $X_{O_{2,Kammer}}$ dargestellt. Es ist zu sehen, dass der steile Anstieg von $Y_{SOOTmax}$ für Diesel besonders für kleine $X_{O_{2,Kammer}}$ deutlich später, dafür aber mit etwas größerer Steigung und vor allem mit deutlich höheren Maximalwerten erfolgt. Auch nach Ende der Einspritzung bleibt $Y_{SOOTmax}$ für Diesel höher und verschwindet langsamer als für n-Dodekan.

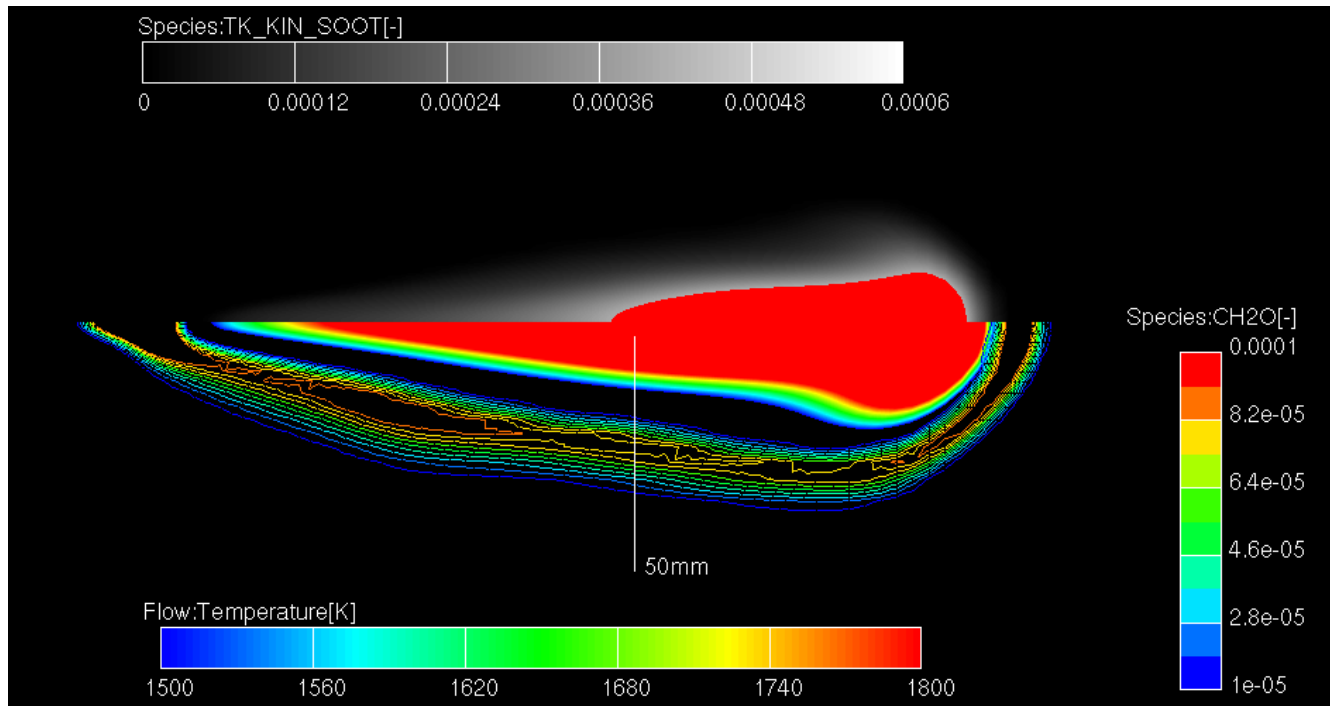


Abbildung 6.24: Rußkonzentration, Temperatur und Formaldehyd-Isolinien für den SprayB Standardfall bei $t = 2.3ms$

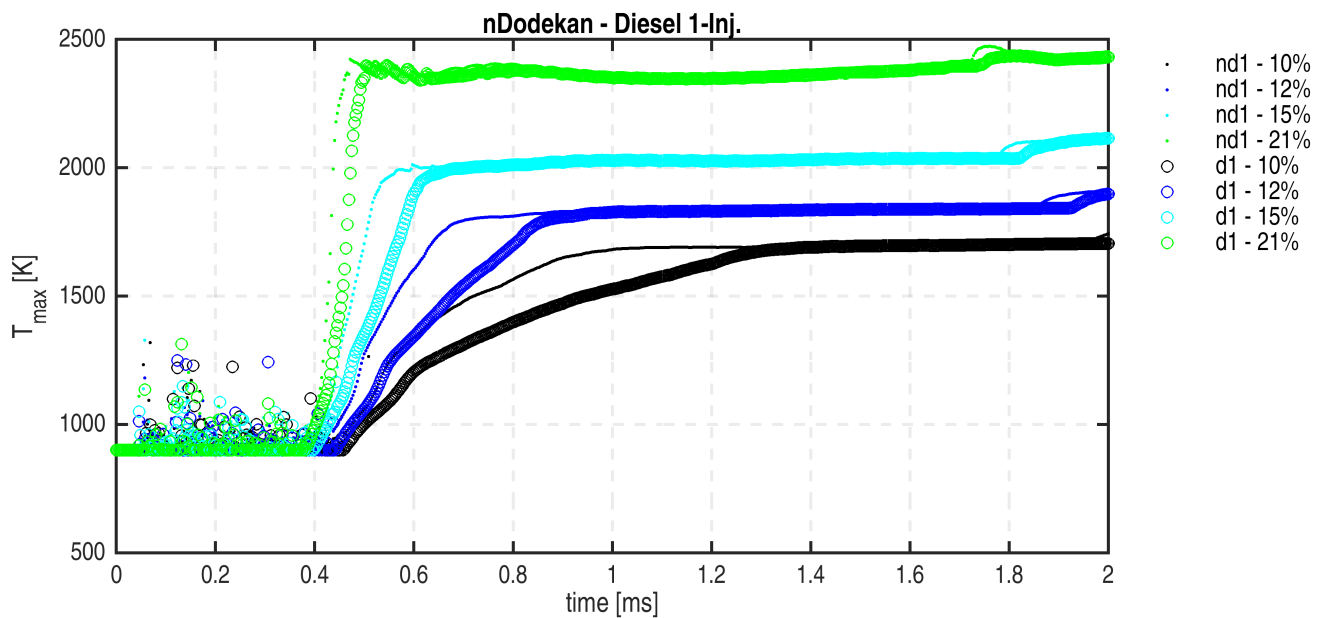


Abbildung 6.25: T_{max} Verläufe für verschiedene $X_{O_{2Kammer}}$ und Kraftstoffe

Abbildung 6.27 zeigt den Verlauf von $Y_{CH_2O_{max}}$ für verschiedene $X_{O_{2Kammer}}$. Abgesehen von einem leicht verspäteten Start verläuft $Y_{CH_2O_{max}}$ für Diesel gleich wie für n-Dodekan.

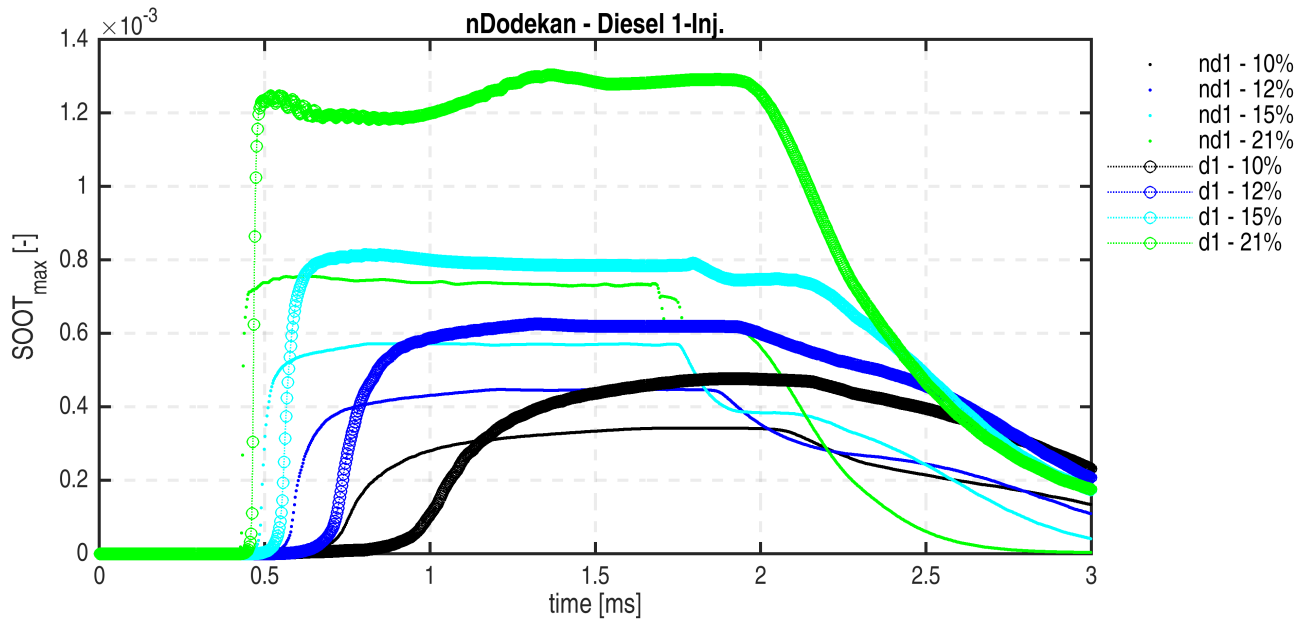


Abbildung 6.26: $Y_{SOOT_{max}}$ Verläufe für verschiedene $X_{O_2_{Kammer}}$ und Kraftstoffe

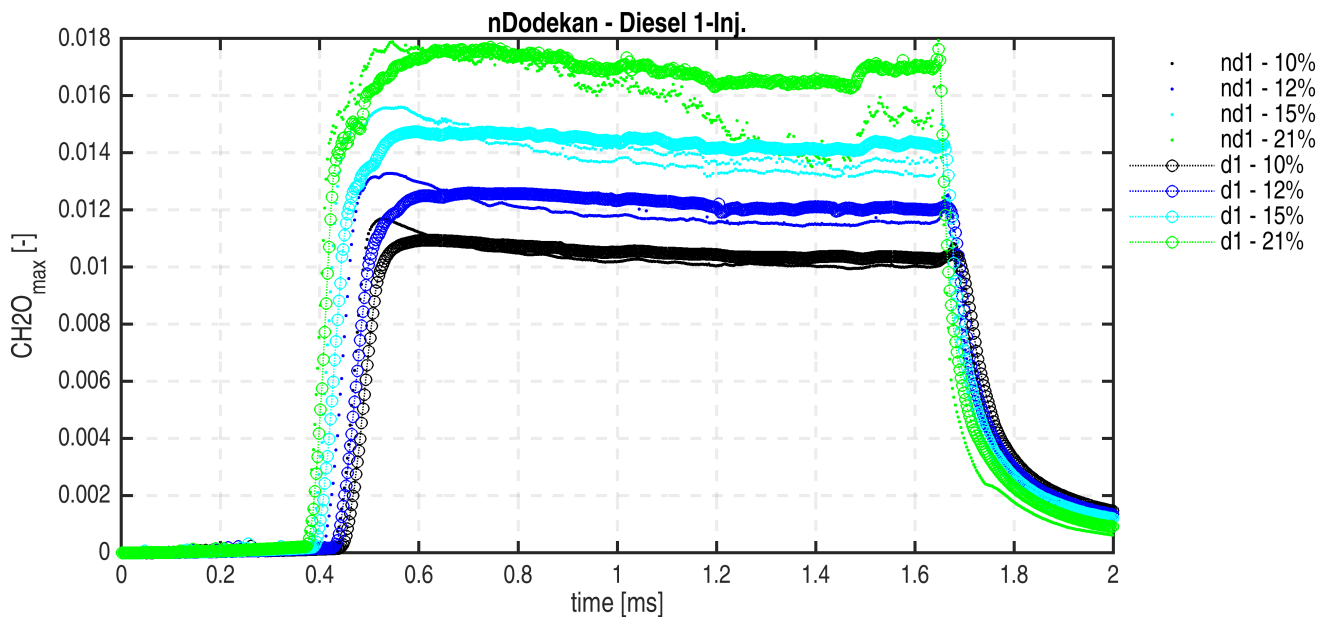


Abbildung 6.27: $Y_{CH_2O_{max}}$ Verläufe für verschiedene $X_{O_2_{Kammer}}$ und Kraftstoffe

Fazit Kraftstoffeinfluss

Im Experiment zeigt sich für Diesel ein deutlich weniger ausgeprägtes blaues Leuchten als für n-Dodekan. Während das erste blaue Leuchten im n-Dodekan Experiment auf Formaldehyd-Chemilumineszenz der kalte-Flamme Chemie zurückzugehen scheint (Vgl. 4.3), scheint das blaue Leuchten im Diesel Experiment auf CH-Chemilumineszenz in der heißen Flamme zurückzugehen. Da die Radikale beider Spezies Che-

milumineszenz im blauen Spektrum aufweisen kann anhand der vorliegenden Messdaten nicht zwischen beiden unterschieden werden. In der Simulation zeigt sich daher die Temperatur als guter Indikator für Zündverzug und Flammenabhebehöhe während der Formaldehydmassenbruch (Y_{CH_2O}) sich vor allem in Fällen geringer Sauerstoffkonzentration als ungeeignet für den Vergleich mit dem Experiment erweist.

Die Dieselspray Verbrennung zeichnet sich gegenüber dem n-Dodekan durch eine größere Eindringtiefe der Flüssigphase (LP), eine spätere Zündung (ID), eine größere Flammenabhebehöhe (LOL) und eine im Verhältnis zur Zündung schnellere Rußbildung aus. Die Dampfeindringtiefe VP entwickelt sich für beide Kraftstoffe ähnlich.

In der Simulation wird anstelle von reinem n-Dodekan die Chemie eines Gemischs aus n-Dodekan und p-Xylen tabelliert. Die Simulation ist dadurch in der Lage die im Experiment beobachtete Änderung der Auswertegrößen widerzugeben. Zusammen mit für Diesel geänderten Eigenschaften der Flüssigphase führt die Änderung in der Tabellierung zu größeren Eindringtiefen der Flüssigphase. Die spätere Zündung, die größere Flammenabhebehöhe und die schnellere Rußbildung werden nahezu unabhängig von den Eigenschaften der Flüssigphase durch die Änderung in der Tabellierung erreicht. Das Gemisch aus n-Dodekan und p-Xylen erweist sich als ein geeignetes Surrogat für Dieselsimulationen.

Obwohl die Brennkammersimulation in allen Fällen die richtigen Trends wiedergibt, sollte für zukünftige Simulationen besondere Vorsicht für Fälle mit kleinen Temperaturen ($T_{Kammer} \leq 800K$), kleinen Sauerstoffkonzentrationen ($X_{O_2Kammer} \leq 12\%$) und kleinen Dichten ($\rho_{Kammer} \leq 15.2kg/m^3$) gelten. In allen anderen Fällen werden Ort und Zeit der Verbrennung für Diesel Einfacheinspritzungen sehr gut abgebildet.

Alle im Folgenden diskutierten Simulationen werden, soweit nicht ausdrücklich anders gesagt, mit dem n-Dodekan und p-Xylen Gemisch als Kraftstoff durchgeführt.

6.1.3 Dauer der Einspritzung

In heutigen Dieselmotoren erfolgt die Kraftstoffeinbringung häufig in mehreren einzelnen Einspritzungen, zwischen denen die Nadel des Injektors sich voll schließt. Es ist also wichtig, sicher zu stellen, dass die Toolkette auch in der Lage ist, sehr kurze Einspritzungen plausibel zu simulieren. Im Brennkammerbeispiel für Mehrfacheinspritzungen entspricht die erste Einspritzung einer Piloteinspritzung wie sie im Motor häufig eingesetzt wird. Durch die verkürzte Einspritzdauer gegenüber der zuvor betrachteten Einfacheinspritzung ändern sich Spray- und Verbrennungsverhalten des Dieselsprays. Was die verkürzte Einspritzdauer für die im Experiment beobachteten Größen bedeutet und wie gut die Simulation in der Lage ist, diese Effekte abzubilden, wird im Folgenden erläutert. Der Einfachheit halber wird im Folgenden die "erste Einspritzung der Dreifacheinspritzung" mit "kurze Einspritzung" beschrieben.

Flüssige Eindringtiefe (LP) und Dampfeindringtiefe (VP)

Bis kurz vor Ende der Einspritzung sind LP und VP der kurzen Einspritzung identisch mit denen der Einfacheinspritzung. Die Unterschiede ergeben sich erst nach Ende der kurzen Einspritzung und sind anhand von VP und LP nicht zu erkennen.

Zündverzug (ID) und Flammenabhebehöhe (LoL)

Da die Verbrennung der kurzen Einspritzung in vielen Fällen auch oder sogar hauptsächlich nach Ende der Einspritzung stattfindet, hat die Einspritzdauer durchaus einen Einfluss auf den Brennverlauf. Wäh-

rend für die Einfacheinspritzung nach der Zündung weiter flüssiger Kraftstoff eingebracht wird, wird für die kurze Einspritzung je nach Zündzeitpunkt nach der Zündung nur wenig oder gar kein Kraftstoff mehr eingebracht. In diesen Fällen verbrennt lediglich der bis dahin schon eingebrachte Kraftstoff. Konsequenter Weise kann sich so kein stabiles LOL einstellen. Um dennoch einen Vergleich von Experiment und Simulation zu ermöglichen werden jeweils die kleinsten LOL ausgelesen und verglichen.

Experiment vs. Experiment

In Abbildung 6.28 sind die Ersatzbilder für die Diesel Einfach- und Dreifacheinspritzung unter Standardbedingungen zu sehen. Das Verbrennungsleuchten der ersten Einspritzung unterscheidet sich in vielerlei Hinsicht von der Einfacheinspritzung.

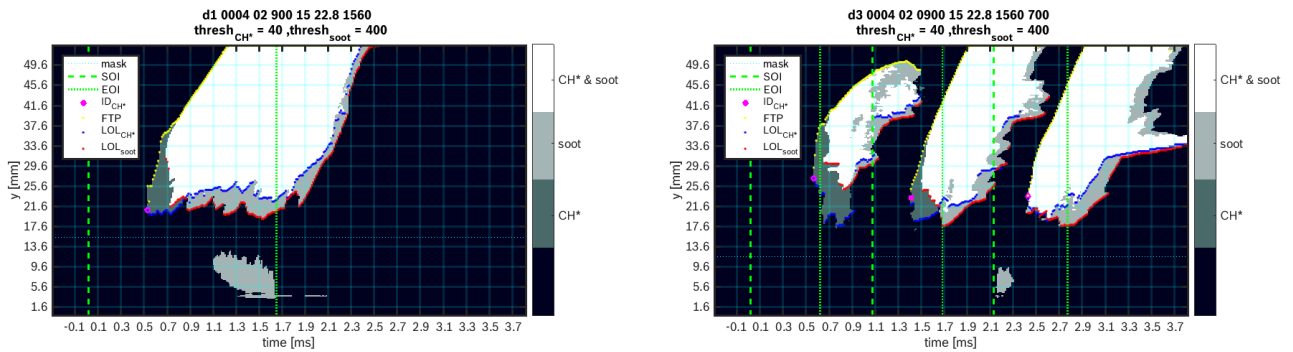


Abbildung 6.28: Mittlere Ersatzbilder aus dem Experiment für Diesel Einfach- und Dreifacheinspritzung unter Standardbedingungen - $T_{Kammer} = 900K$, $p_{Rail} = 1560$, $X_{O_2Kammer} = 15\%$, $\rho_{Kammer} = 22.8kg/m^3$

Für $T_{Kammer} = 900K$ erfolgt die Zündung noch vor Ende der kurzen Einspritzung und entspricht in Ort und Zeit in etwa der der Einfacheinspritzung. Für die kurze Einspritzung wird LOL_{blau} nach Ende der Einspritzung deutlich kleiner, während es für die Einfacheinspritzung konstant bleibt. Auch $LOL_{grün}$ startet ähnlich wie bei der Einfacheinspritzung, wandert aber nach der Zündung auch stromaufwärts. $LOL_{grün}$ erreichen keinen stabilen Wert, sondern zieht sich nach Erreichen eines Minimalwerts wieder stromab zurück. Das blaue Leuchten erreicht deutlich niedrigere Werte als das grüne. Die Spitze der Flamme, also der obere Rand des grünen und blauen Leuchtens erreicht den Rand des Sichtfeldes nicht. Die Verbrennung erfolgt also vollständig im Sichtfeld der Kamera.

Die am Beispiel der Ersatzbilder für den Standardfall (Abb. 6.28) gemachten Beobachtungen werden durch den Vergleich von der Ersatzbilder für verschiedenen Kammerbedingungen und für verschiedene Einspritzdrücke bestätigt. Wie im Standardfall ergibt sich auch in den anderen Fällen kein konstantes LOL für die kurze Einspritzung. Das minimal erreichte LOL ist in manchen Fällen größer und in manchen Fällen kleiner als für die Einfacheinspritzung. Nach der Zündung wandert LOL stromauf in Richtung der Position, wo sich LOL für die längere Einspritzung stabilisiert. Wenn die Einspritzung kurz nach der Zündung schon endet, kann es sein, dass LOL diese Position nie erreicht. Der minimal auftretende Wert von LOL ist in diesen Fällen etwas größer als das stabilisierte LOL der Einfacheinspritzung. In Fällen, in denen die Zeit zwischen Zündung und Ende der Einspritzung lang genug ist, damit LOL die stabile Höhe vor Ende der Einspritzung erreicht, wandert LOL nach Ende der Einspritzung etwas stromauf, um anschließend wieder stromab aus dem Bildbereich heraus zu wandern. In diesen Fällen kann der minimal auftretende Wert von LOL etwas kleiner als das stabilisierte LOL der Einfacheinspritzung sein. Der Vergleich von LOL für die Einfacheinspritzung und die erste Einspritzung ist daher mit Vorsicht zu behandeln, kann aber als Anhaltspunkt dienen, wenn Abweichungen nicht auf die gerade genannten Effekte der Auswertung zurückzuführen sind.

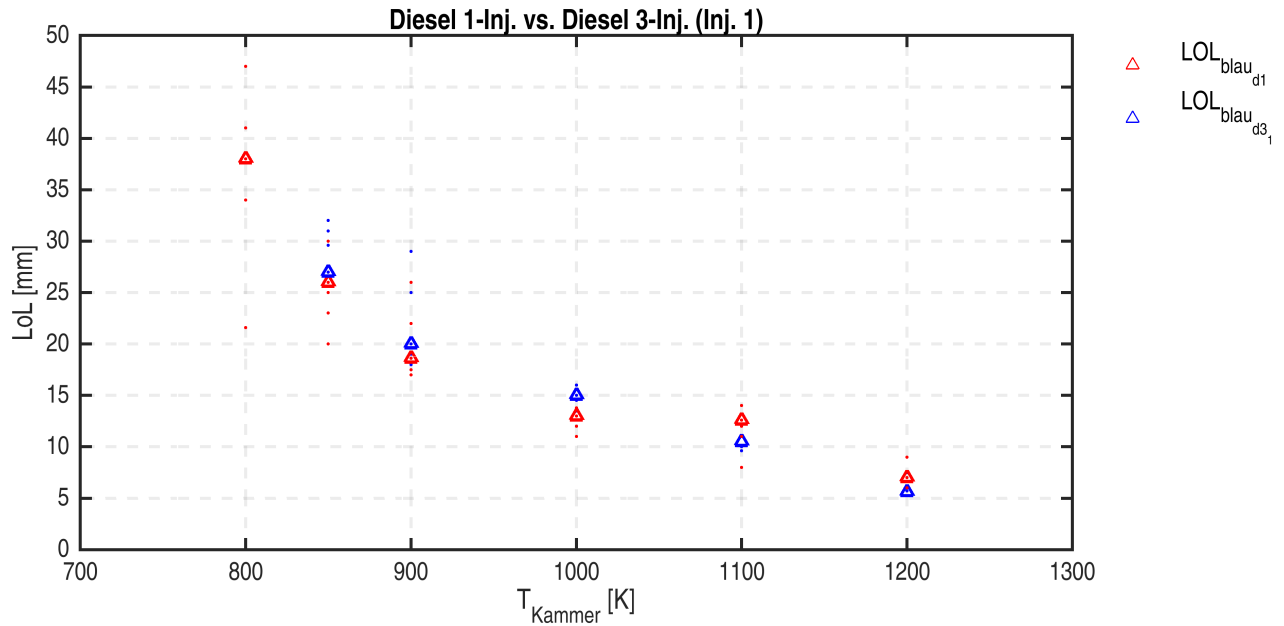


Abbildung 6.29: Experimentelle Flammenabhebehöhen (LOL) über der Kammertemperatur (T_{Kammer}) für die Einfacheinspritzung (\dots_{d1}) und die kurze Einspritzung (\dots_{d3_1})

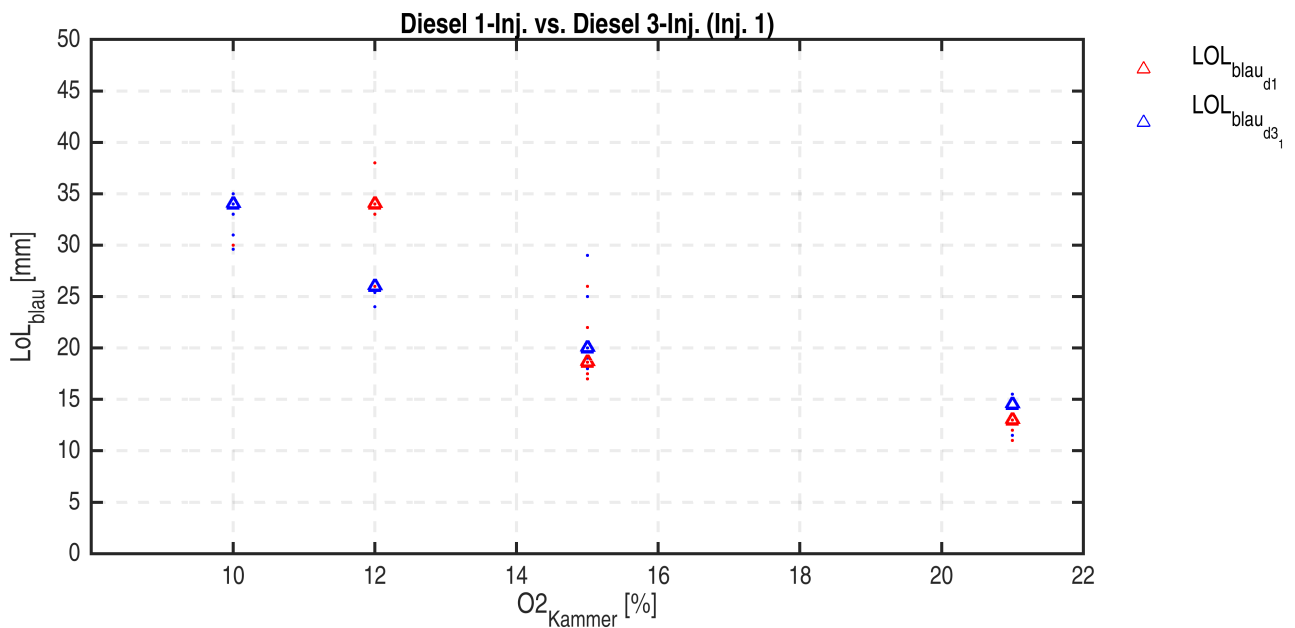


Abbildung 6.30: Experimentelle Flammenabhebehöhen (LOL) über der Sauerstoffkonzentration in der Brennkammer ($X_{O2_{Kammer}}$) für die Einfacheinspritzung (\dots_{d1}) und die kurze Einspritzung (\dots_{d3_1})

Unterschiede durch die kürzere Einspritzung treten insbesondere für Sonderfälle auf, in denen die schnellere Gemischaufbereitung nach Ende der Einspritzung einen sichtbaren Unterschied macht. Beispielfhaft seien hier die beiden Fälle $T_{Kammer} = 800K$ aus Abbildung 6.29 und $X_{O2_{Kammer}} \leq 12\%$ aus Abbildung 6.30 genannt. Bei $T_{Kammer} = 800K$ tritt für die kurze Einspritzung keine Zündung auf. Die schnellere

Gemischaufbereitung und der lange chemische Zündverzögerung führen dazu, dass das Gemisch zum Zeitpunkt einer möglichen Zündung zu stark ausgemagert ist. Für $X_{O_{2Kammer}} \leq 12\%$ ist der lange Zündverzögerung der Einfach einspritzung durch einen Mangel an Sauerstoff bedingt. Durch die schnellere Gemischaufbereitung nach Ende der kurzen Einspritzung gelangt mehr Sauerstoff in den reagierenden Bereich als für die kontinuierlich andauernde Einspritzung. Dadurch verkürzen sich ID und LOL gegenüber der Einfach einspritzung. Für $X_{O_{2Kammer}} = 10\%$ ist der Unterschied besonders auffällig. Während für die Einfach einspritzung etwa 1.6 Millisekunden nach Beginn der Einspritzung direkt und ausschließlich grünes Rußleuchten zu sehen ist, zeigt sich für die erste Einspritzung schon nach 1.0 Millisekunden ein leichtes blaues Leuchten aber dafür später kein grünes Leuchten. Es scheint, als ob das Vorhandensein von ausreichend Sauerstoff eine Voraussetzung für das blaue Leuchten ist.

Simulation vs. Experiment

Die Verbrennung der kurzen ersten Einspritzung wird gut von der Simulation wiedergegeben. Auch in den Sonderfällen, in denen die Zündung stark durch die schnellere Gemischaufbereitung nach Ende der kurzen Einspritzung beeinflusst wird, stimmt die Simulation mit dem Experiment überein. Die Simulation für kurze Einspritzungen kann für alle Fälle, in denen die Einzeleinspritzung validiert wurde, ebenfalls als validiert betrachtet werden.

Simulation vs. Simulation

Im Folgenden wird näher auf die Fälle mit niedriger Sauerstoffkonzentration eingegangen. Dafür sind in Abbildung 6.31, 6.32 und 6.33 die Verläufe der maximalen Temperatur (T_{max}), des maximalen Formaldehydmassenbruchs ($Y_{CH_2O_{max}}$) und des maximalen Rußmassenbruchs ($Y_{SOOT_{max}}$) für verschiedene Sauerstoffkonzentrationen in der Brennkammer ($X_{O_{2Kammer}}$) dargestellt.

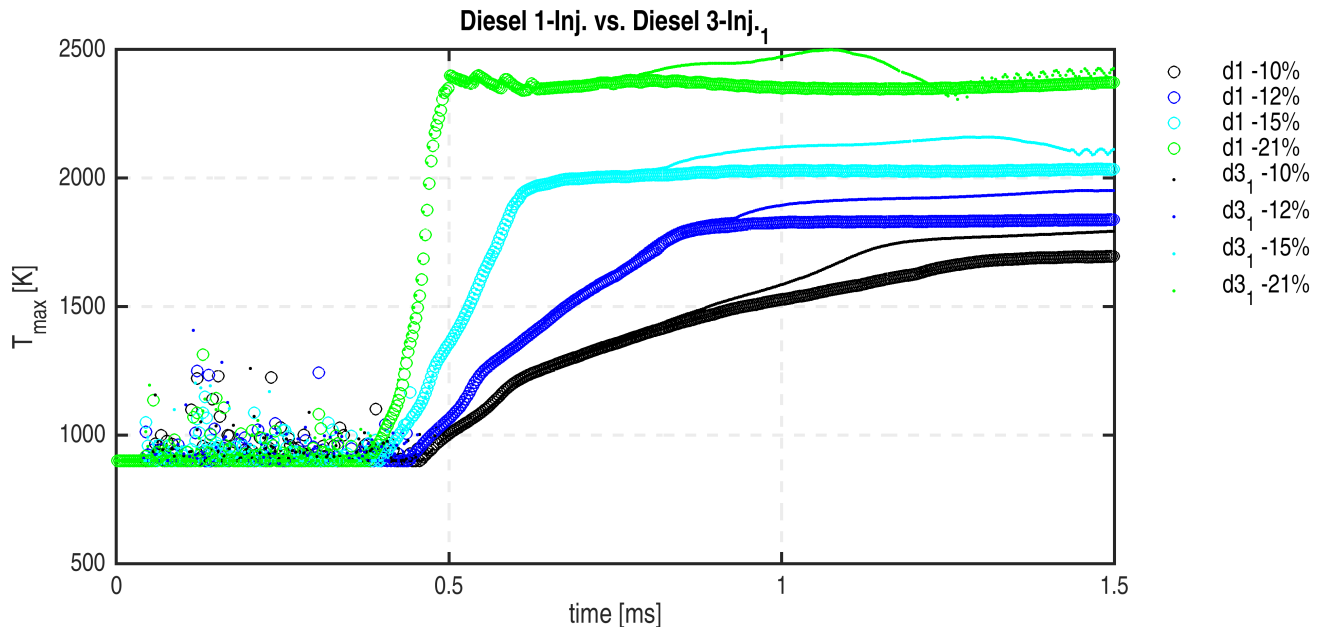


Abbildung 6.31: T_{max} Verläufe für verschiedene $X_{O_{2Kammer}}$ für die Einfach einspritzung (...d1) und die kurze Einspritzung (...d3₁)

Durch die beschleunigte Gemischaufbereitung erhöht sich T_{max} in allen Fällen nach Ende der kurzen Einspritzung. Noch deutlicher wird der Effekt anhand des Verlaufs von $Y_{SOOT_{max}}$ (Abb. 6.33). Zeitgleich mit der Erhöhung von T_{max} erhöht sich auch $Y_{SOOT_{max}}$ deutlich gegenüber der Einfach einspritzung. Der

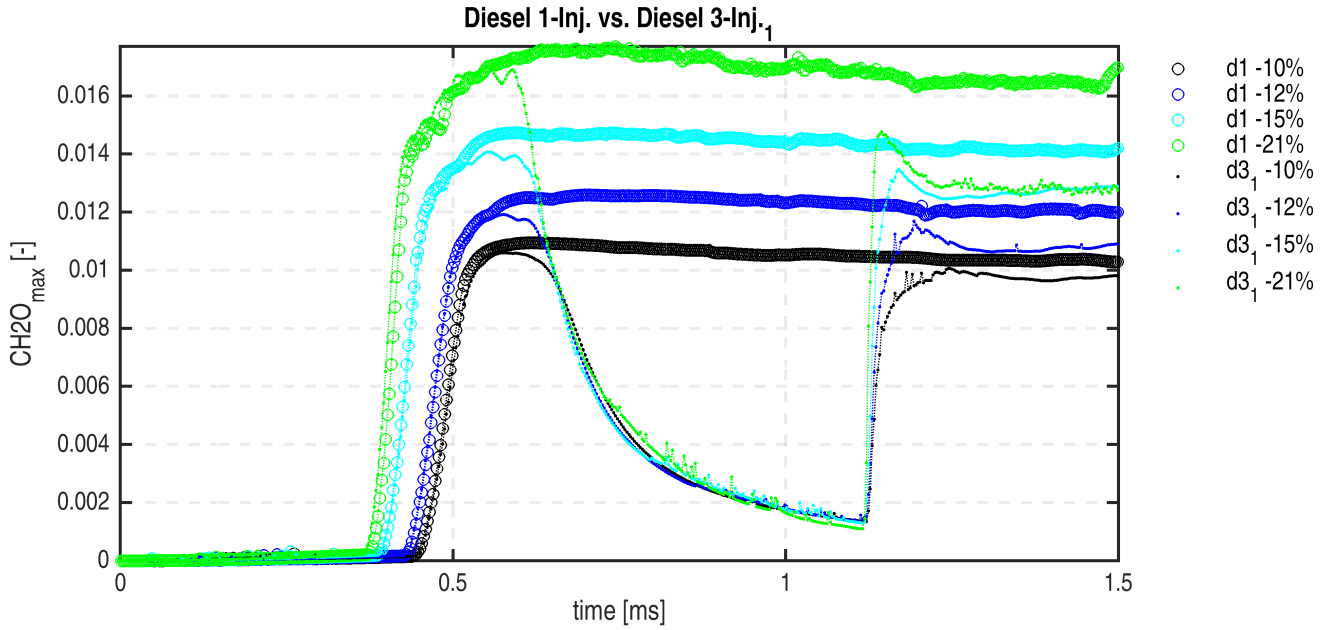


Abbildung 6.32: $Y_{CH_2O_{max}}$ Verläufe für verschiedene $X_{O_2_{Kammer}}$ für die Einfacheinspritzung (...d1) und die kurze Einspritzung (...d3₁)

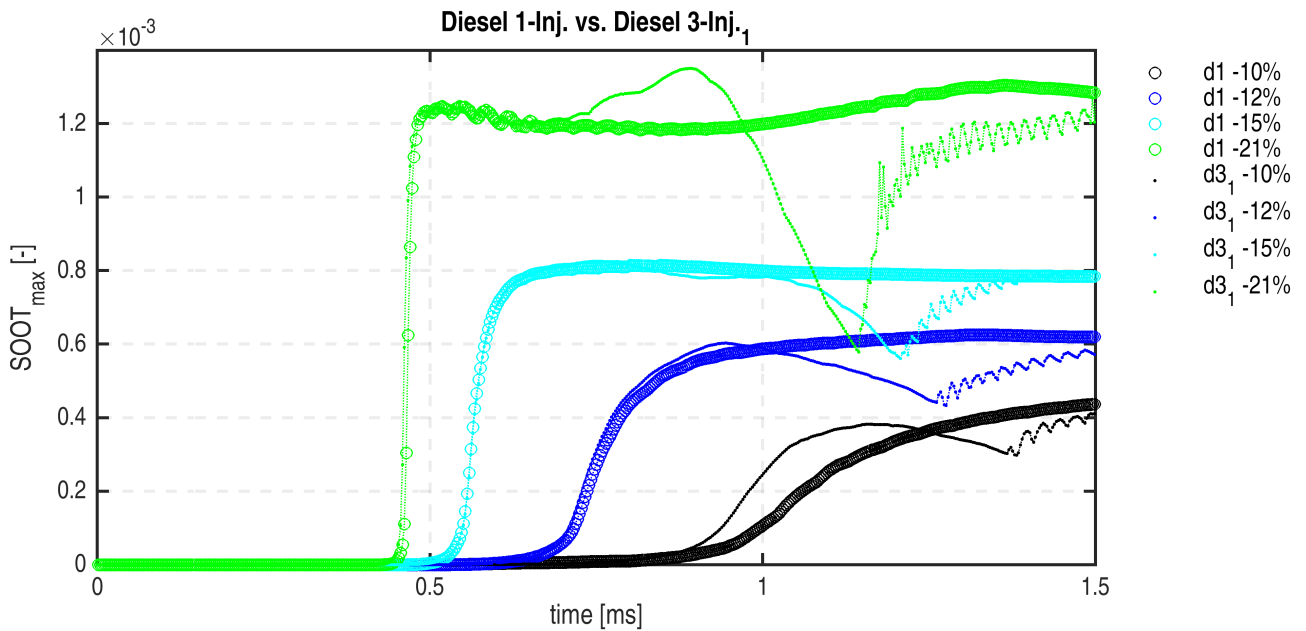


Abbildung 6.33: $Y_{SOOT_{max}}$ Verläufe für verschiedene $X_{O_2_{Kammer}}$ für die Einfacheinspritzung (...d1) und die kurze Einspritzung (...d3₁)

Verlauf von $Y_{CH_2O_{max}}$ (Abb. 6.32) zeigt keine erhöhten Werte nach dem Ende der Einspritzung. Das nur im Experiment für die kurze Einspritzung auftretende blaue Leuchten korreliert damit nicht mit $Y_{CH_2O_{max}}$. Diese Beobachtung stützt die Vermutung, dass es sich beim blauen Leuchten im Dieselexperiment häufig nicht um die Chemilumineszenz von Formaldehyd sondern um ebenfalls im blauen Spektrum leuchtende Chemilumineszenz von CH handelt. Die Höhe des maximalen CH-Massenbruchs ($Y_{CH_{max}}$) ist stark von

der Sauerstoffkonzentration abhängig und erhöht sich durch das Ende der kurzen Einspritzung (Abb. 6.34). Damit korreliert $Y_{CH_{max}}$ besser mit dem Auftreten des blauen Leuchtens für Diesel.

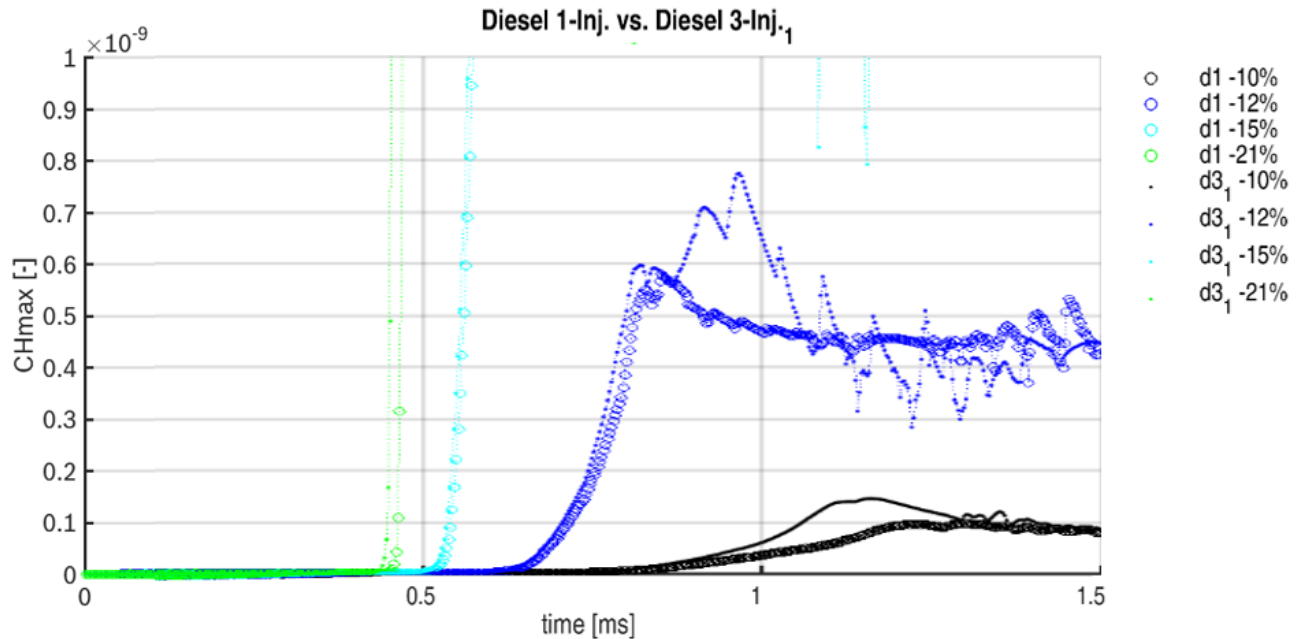


Abbildung 6.34: $Y_{CH_{max}}$ Verläufe für verschiedene $X_{O_{2Kammer}}$ für Diesel Einfach- und Dreifacheinspritzung

Fazit Dauer der Einspritzung

Obwohl sich für die kurze Einspritzdauer der ersten Einspritzung kein konstantes LOL ergibt, lässt sich anhand der minimalen LOL aus Experiment und Simulation ein Abgleich herstellen. Der vornehmlich beobachtete Effekt durch das frühere Ende der Einspritzung ist eine beschleunigte Gemischaufbereitung nach Ende der Einspritzung. In Fällen mit kleiner Kammertemperatur verzögert sich die Zündung dadurch noch weiter. In Fällen mit kleinen Sauerstoffkonzentrationen verringert sich der Zündverzug. Die Simulation bildet diese Effekte zuverlässig ab. Der Abgleich mit dem Simulationsergebnis legt nahe, dass es sich bei dem blauen Leuchten im Dieselexperiment um CH -Chemilumineszenz anstelle der am n-Dodekan beobachteten Formaldehyd-Chemilumineszenz handelt.

6.1.4 Erste Einspritzung vs. zweite und dritte Einspritzung - Mehrfacheinspritzungen

Die Eigenschaften von erster, zweiter und dritter Einspritzung werden miteinander verglichen. Jede Einspritzung wird dabei gleich lang angesteuert. Unterschiede ergeben sich durch das Injektorverhalten und die veränderten Kammerbedingungen zum Zeitpunkt der Einspritzung. Während die erste Einspritzung (\dots_1) in ein quasi bewegungsloses, quasi homogenes Gasgemisch eindringt, dringt die zweite (\dots_2) und dritte (\dots_3) Einspritzung in ein von der vorangegangenen Einspritzung in Bewegung versetztes und in reaktiven Fällen auch aufgeheiztes Gasgemisch aus initialem Oxidator und Produkten der Verbrennung ein. Wie sich diese Unterschiede auf das Spray und die Verbrennung in Experiment und Simulation auswirken, wird im Folgenden erläutert.

Flüssige Eindringtiefe (LP) und Dampfeindringtiefe (VP) inert

Zunächst werden die Ergebnisse von Experiment und Simulation für ein inertes Spray betrachtet, um die Effekte der Spraybildung von Effekten der Verbrennung unterscheiden zu können.

Experiment vs. Experiment

In Abbildung 6.35 sind die experimentellen *VP* und *LP* für die erste, zweite und dritte Einspritzung bei $T_{Kammer} = 850K$ unter inertten Bedingungen zu sehen. Im Experiment bleibt *LP* für die drei Einspritzungen annähernd gleich. *VP* ist für die erste Einspritzung am flachsten. Die zweite Einspritzung dringt sichtbar schneller in den Brennraum ein als die erste. Die dritte ist ähnlich schnell wie die zweite, tendentiell sogar etwas schneller. Das liegt daran, dass sich die Umgebung nach der ersten Einspritzung bereits in Sprayrichtung bewegt und der Widerstand für die zweite und dritte Einspritzung kleiner [vonkoerber2017] wird.

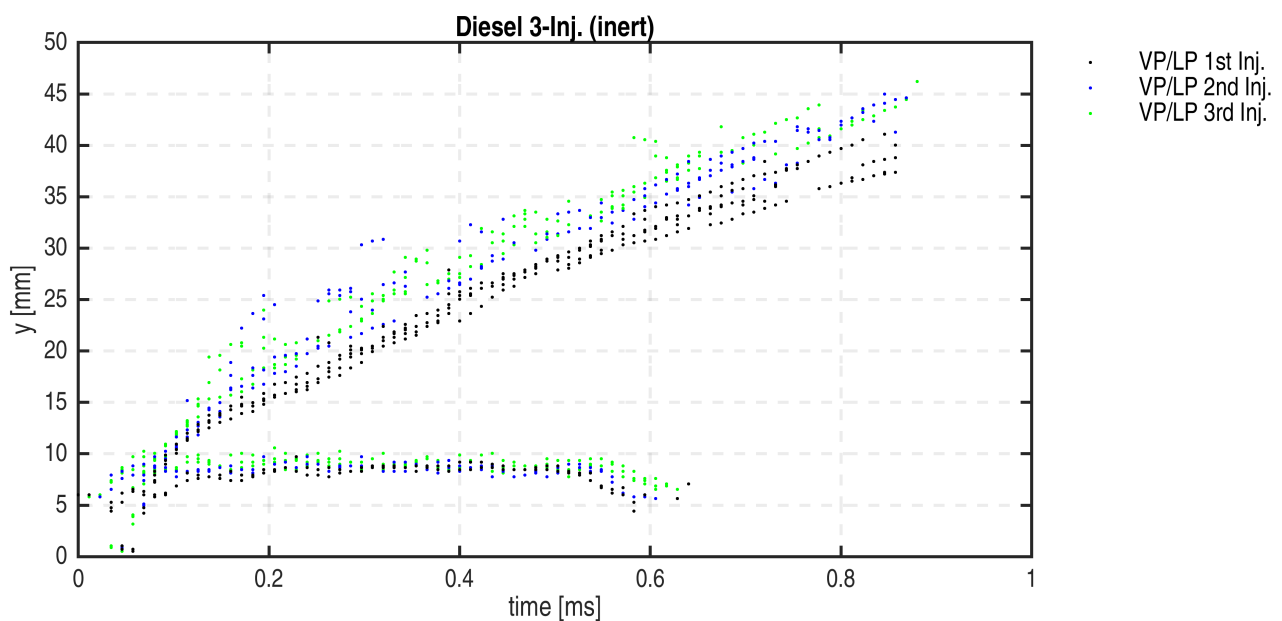


Abbildung 6.35: Inerte Dampfeindringtiefe (*VP*) und flüssige Eindringtiefe (*LP*) für die erste (...₁), zweite (...₂) und dritte (...₃) Einspritzung für das Experiment

Simulation vs. Experiment

In Abbildung 6.36 sind zusätzlich die Ergebnisse aus der Simulation dargestellt. In der Simulation ergibt sich nach verschieden ausgeprägten Überschwingern ebenfalls für alle drei Einspritzungen ein ähnliches *LP*. Auch *VP* wird in der Simulation für alle drei Einspritzungen gut wiedergegeben. Einspritzung zwei ist dabei deutlich schneller als Einspritzung eins. Einspritzung drei ist minimal schneller als Einspritzung zwei.

Flüssige Eindringtiefe (LP) und Dampfeindringtiefe (VP) reaktiv

Unter reaktiven Bedingungen dringen die zweite und dritte Einspritzung in eine bewegte, aufgeheizte Umgebung ein. In Abbildung 6.37 sind *VP* und *LP* für die erste, zweite und dritte Einspritzung für das Experiment und die Simulation unter reaktiven Bedingungen bei $T_{Kammer} = 950K$ zu sehen. Abbildung 6.37 zeigt das gleiche bei einer Kammertemperatur von $T_{Kammer} = 1100K$.

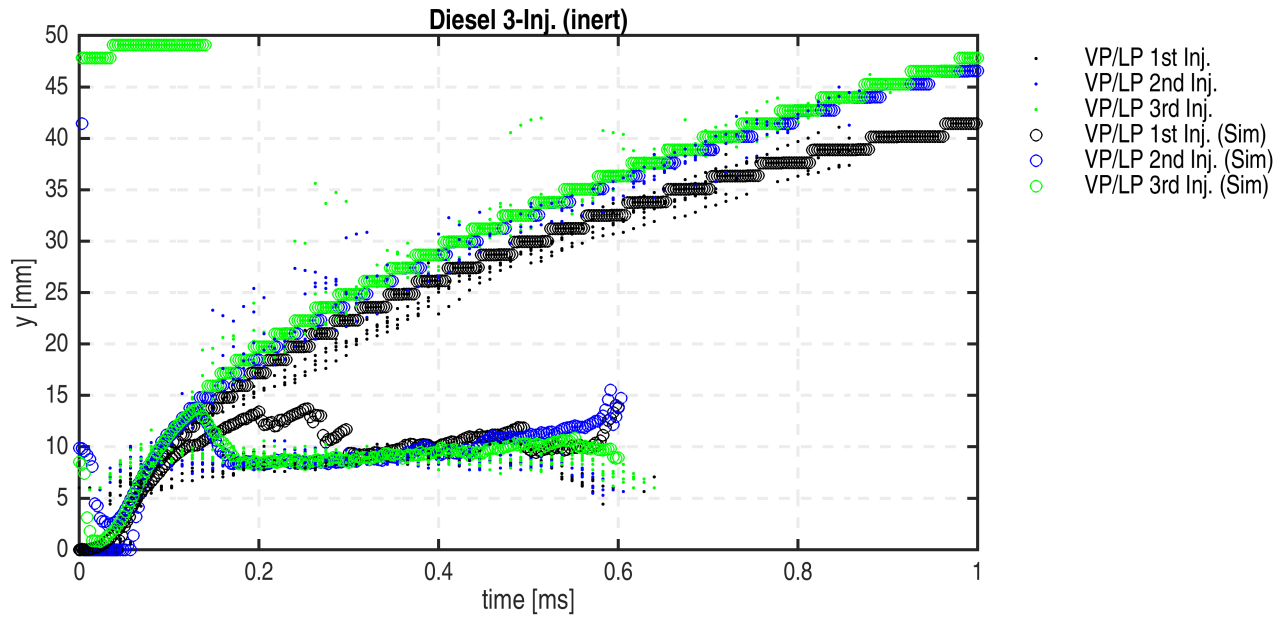


Abbildung 6.36: Inerte Dampfeindringtiefe (VP) und flüssige Eindringtiefe (LP) für die erste (...₁), zweite (...₂) und dritte (...₃) Einspritzung für Experiment (Exp) und Simulation (Sim)

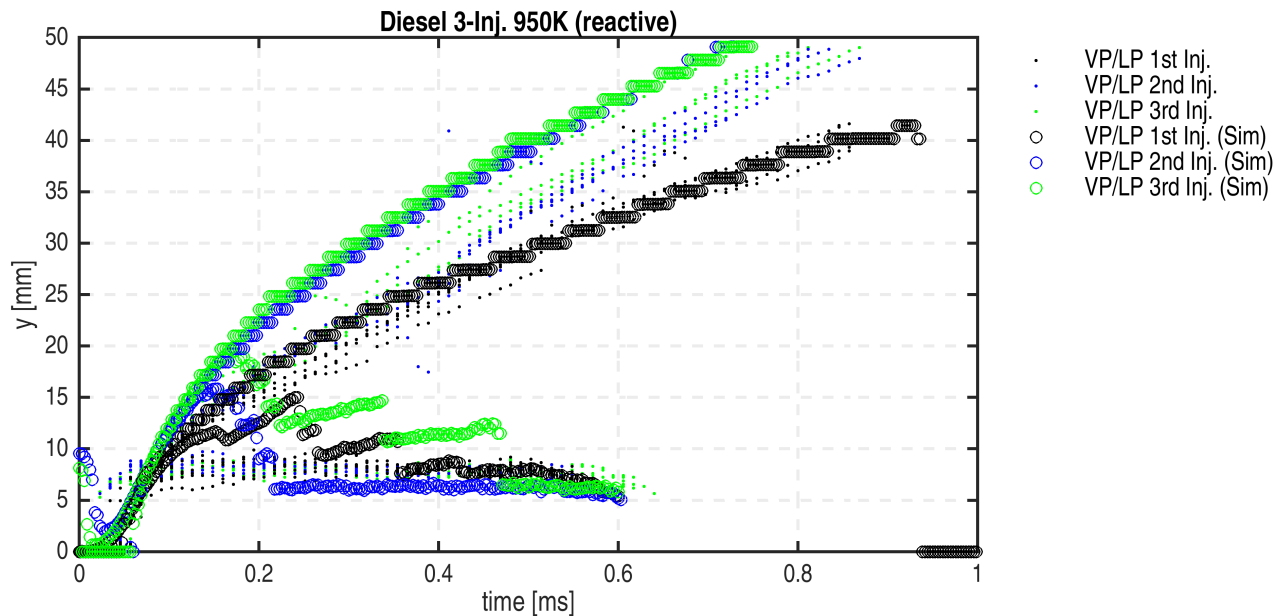


Abbildung 6.37: Dampfeindringtiefe (VP) und flüssige Eindringtiefe (LP) für die erste (...₁), zweite (...₂) und dritte (...₃) Einspritzung für das Experiment und die Simulation unter reaktiven Bedingungen bei $T_{Kammer} = 950K$

Experiment vs. Experiment

Im Experiment ergeben sich die gleichen LP für die erste, zweite und dritte Einspritzung. Analog zum inerten Fall dringt die Dampfphase der zweiten Einspritzung zu Beginn der Einspritzung etwas schneller in den Brennraum ein als die der ersten. Nach etwa 0.4ms gewinnen VP_2 und VP_3 im reaktiven Fall

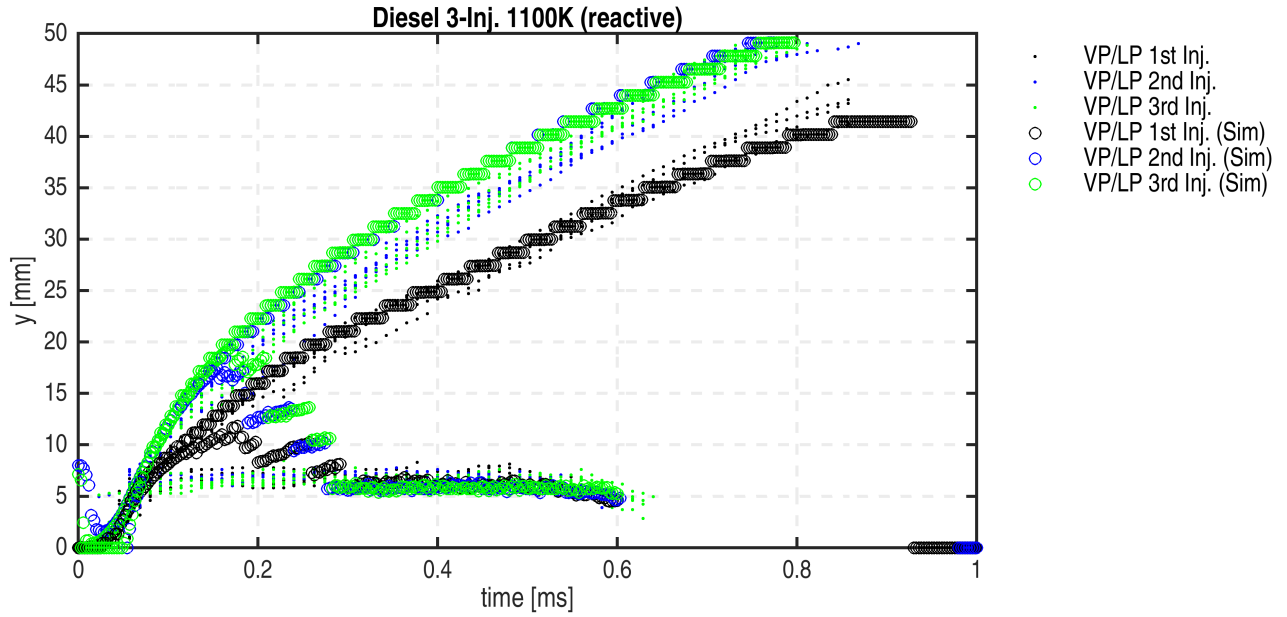


Abbildung 6.38: Dampfeindringtiefe (VP) und flüssige Eindringtiefe (LP) für die erste (\dots_1), zweite (\dots_2) und dritte (\dots_3) Einspritzung für das Experiment und die Simulation unter reaktiven Bedingungen bei $T_{Kammer} = 1100K$

noch einmal an Geschwindigkeit. Damit erreicht VP_2 nach etwa 0.8ms eine Länge von etwa 47mm während die erste Einspritzung nur etwa eine Länge von 38mm erreicht. Verantwortlich für die zusätzliche Beschleunigung gegenüber VP_1 ist die früher einsetzende Verbrennung. Die zusätzliche Beschleunigung durch die Verbrennung setzt bei der dritten Einspritzung mitunter noch etwas früher ein als für die zweite, wodurch das VP der dritten Einspritzung noch etwas schneller in den Brennraum eindringt.

Simulation vs. Experiment

Die Simulation ist nur bedingt in der Lage diesem Verhalten zu folgen. Die zusätzliche Beschleunigung durch die Verbrennung scheint für die zweite und dritte Einspritzung schon nach etwa 0.1ms zu erfolgen, wodurch VP_2 ab diesem Zeitpunkt stark überschätzt wird. Beim Vergleich der Dampfeindringkurven für verschiedene Kammerbedingungen wird deutlich, dass die Simulation VP_2 und VP_3 systematisch überschätzt. Abbildung 6.38 zeigt, dass die Überschätzung in Fällen mit sehr kleinem Zündverzug, also für $T_{Kammer} \geq 1100K$ und $X_{O_2Kammer} = 21\%$, deutlich kleiner ausfällt. Der Fehler wird also mit zunehmender Kammertemperatur und Sauerstoffkonzentration kleiner.

Zündverzug (ID) und Flammenabhebehöhe (LoL)

Neben der bewegten Umgebung zeichnen sich die Umgebungsbedingungen der zweiten und dritten Einspritzung auch durch eine geringere Sauerstoffkonzentration und deutlich höhere Temperaturen aus [vonkoerber2017]. Anhand der Ergebnisse für die Einfacheinspritzungen (6.1.1) ist zu erkennen, dass sich ID und LoL mit zunehmender Temperatur stark verkürzen und mit abnehmender Sauerstoff verlängern. Wie sich die beiden gegenläufigen Effekte für unterschiedliche Kammerbedingungen auf die Verbrennung auswirken, wird im Folgenden untersucht.

Für die Mehrfacheinspritzungen erweist sich die Detektion der blauen Flamme als schwierig. Ob die vergleichsweise schwache blaue Flamme detektiert werden kann, hängt von der Helligkeit des Hintergrunds und damit von der Intensität des stark streuenden Rußleuchtens ab. In Fällen, in denen die erste Ein-

spritzung zu Beginn der zweiten Einspritzung bereits starkes Rußleuchten verursacht, wird das schwache blaue Leuchten zu Beginn der Verbrennung der zweiten Einspritzung nicht detektiert. Dadurch fallen die Zündverzüge für beide Flammenfarben (ID_{blau} und $ID_{grün}$) in diesen Fällen zusammen. Für die Abhebe-
höhe der blauen Flamme (LOL_{blau}) ergeben sich in diesen Fällen keine brauchbaren Ergebnisse. Für den Vergleich der experimentellen Ergebnisse von erster (...₁), zweiter (...₂) und dritter (...₃) Einspritzung werden daher nur ID_{blau} und $LOL_{grün}$ verwendet.

Experiment vs. Experiment

Um trotz der großen Streuung im Experiment einen konkreten Anhaltspunkt für ID und LOL zu haben, werden nur die aus dem mittleren Ersatzbild ausgewerteten Größen mit dem entsprechenden Symbol gekennzeichnet. Alle anderen experimentellen Ergebnisse werden mit Punkten markiert. Zunächst wird der Zündverzöger betrachtet. Im Experiment ergeben sich für die zweite und dritte Einspritzung in allen Fällen kürzere Zündverzöger als für die erste. In Abbildung 6.39 und 6.40 ist das $ID_{grün}$ aller drei Einspritzungen für verschiedene T_{Kammer} und $X_{O_{2Kammer}}$ zu sehen. Um die Unterschiede besser sichtbar zu machen, werden die Ergebnisse in diesem Fall logarithmisch dargestellt.

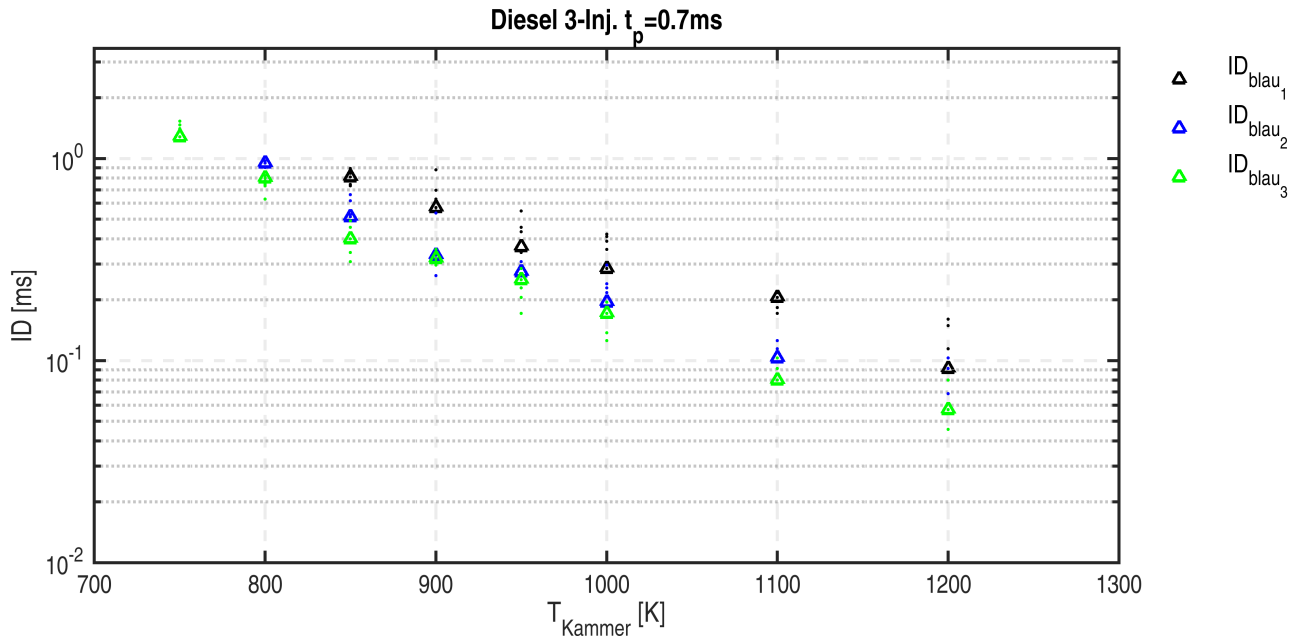


Abbildung 6.39: Experimentelle Zündverzöger (ID_{blau}) für alle drei Einspritzungen der Diesel Mehrfacheinspritzung über verschiedenen Kammertemperaturen (T_{Kammer})

Für alle Fälle innerhalb der Temperaturvariation sind ID_2 und ID_3 ähnlich groß. Beide sind deutlich kleiner als ID_1 . Auch für ID_2 und ID_3 zeigt sich eine deutliche Temperaturabhängigkeit. Das Delta gegenüber ID_1 wächst zusammen mit ID , sodass die Trends in logarithmischer Darstellung parallel verlaufen. Das gleiche Verhalten zeigt sich für die hier nicht abgebildeten Dichte- und Raildruckvariationen. Für die Sauerstoffvariation ergibt sich ein anderes Bild. Zwar werden ID_2 und ID_3 mit abnehmender $X_{O_{2Kammer}}$ ebenfalls größer, das Delta gegenüber ID_1 verringert sich mit abnehmendem $X_{O_{2Kammer}}$ aber. Für $X_{O_{2Kammer}} = 10\%$ sind die Zündverzöger der ersten, zweiten und dritten Einspritzung nahezu gleich. In diesem Fall gleicht scheinbar die durch die vorangegangene Einspritzung verringerte Sauerstoffkonzentration und die damit einhergehende Verlängerung von ID die Verkürzung durch die erhöhte Temperatur wieder aus. In allen anderen Fällen hat die erhöhte Temperatur den dominierenden Effekt.

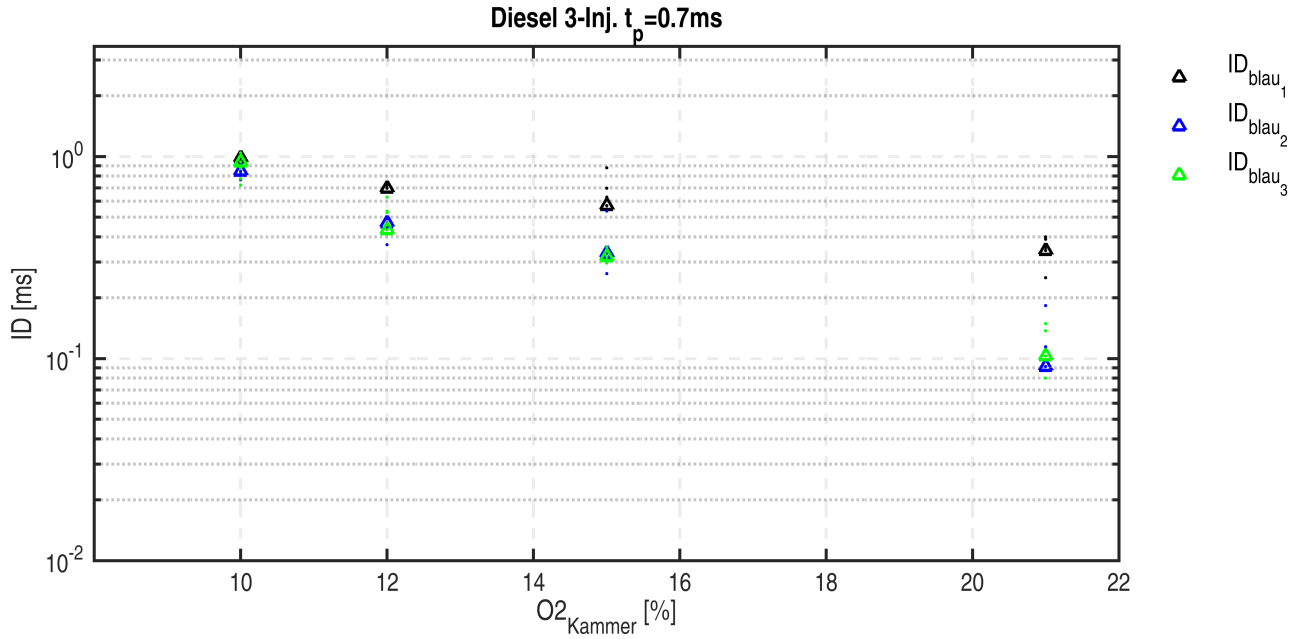


Abbildung 6.40: Experimentelle Zünderverzüge (ID_{blau}) für alle drei Einspritzungen der Diesel Mehrfacheinspritzung über verschiedenen Sauerstoffkonzentrationen in der Brennkammer ($X_{O_{2,Kammer}}$)

Die Flammenabhebehöhe LoL wird in ähnlicher Form betrachtet. In Abbildung 6.41 ist LoL für alle drei Einspritzungen über verschiedenen T_{Kammer} dargestellt. Durch die große Streuung im Experiment, ist eine genaue Interpretation der Ergebnisse schwierig, dennoch lassen sich Tendenzen erkennen.

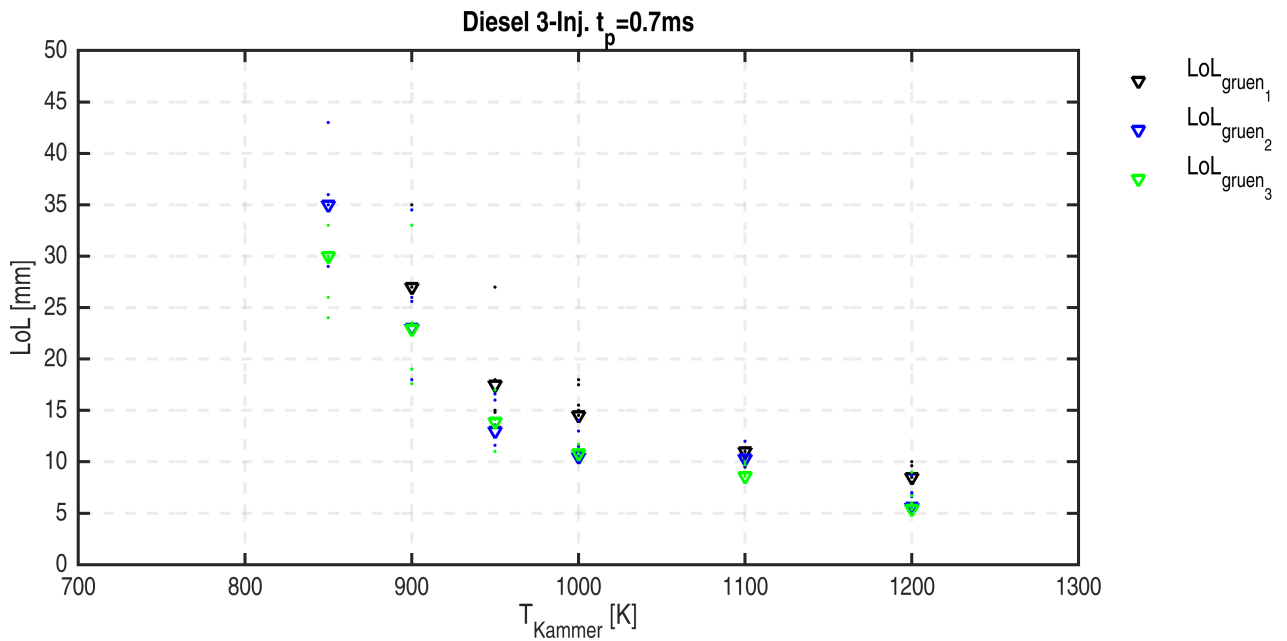


Abbildung 6.41: Experimentelle Flammenabhebehöhe (LoL_{gruen}) für alle drei Einspritzungen der Diesel Mehrfacheinspritzung über verschiedenen Kammertemperaturen (T_{Kammer})

Anhand der Einfacheinspritzungen war zu sehen, dass LOL mit zunehmender Kammertemperatur kleiner wird. Durch die aufgeheizte Umgebung, in die die zweite und dritte Einspritzung eindringen, verkürzen sich LOL_2 und LOL_3 gegenüber LOL_1 . In der Regel sind LOL_2 und LOL_3 ähnlich groß, da die Umgebung in der Nähe des Spritzlochs durch die zweite Einspritzung nicht bedeutend mehr aufgeheizt wird als durch die erste. Eine Ausnahme von diesem Verhalten bilden alle Fälle, in denen durch die erste Einspritzung keine oder kaum Wärme in der näheren Umgebung des Spritzlochs frei wird. Da für $T_{Kammer} = 850K$ nur wenig Wärme frei wird und die Wärmefreisetzung für $\rho_{Kammer} = 15.2kg/m^3$ weit vom Spritzloch entfernt stattfindet, ergibt sich in beiden Fällen kein LOL_1 . LOL_2 nimmt dann die Rolle von LOL_1 an und ist größer als LOL_3 . Für $T_{Kammer} \leq 800K$ und $\rho_{Kammer} = 7.6kg/m^3$ wird für keine der drei Einspritzungen eine grüne Flamme detektiert.

Da LOL_2 und LOL_3 in der Regel sehr ähnlich oder sogar identisch sind, wird im Folgenden nur noch von LOL_2 gesprochen, gemeint sind damit jedoch immer beide. Für die meisten T_{Kammer} ist das Delta zwischen LOL_1 und LOL_2 ähnlich groß. Gleiches gilt für die Sauerstoff- und die Dichtevariation.

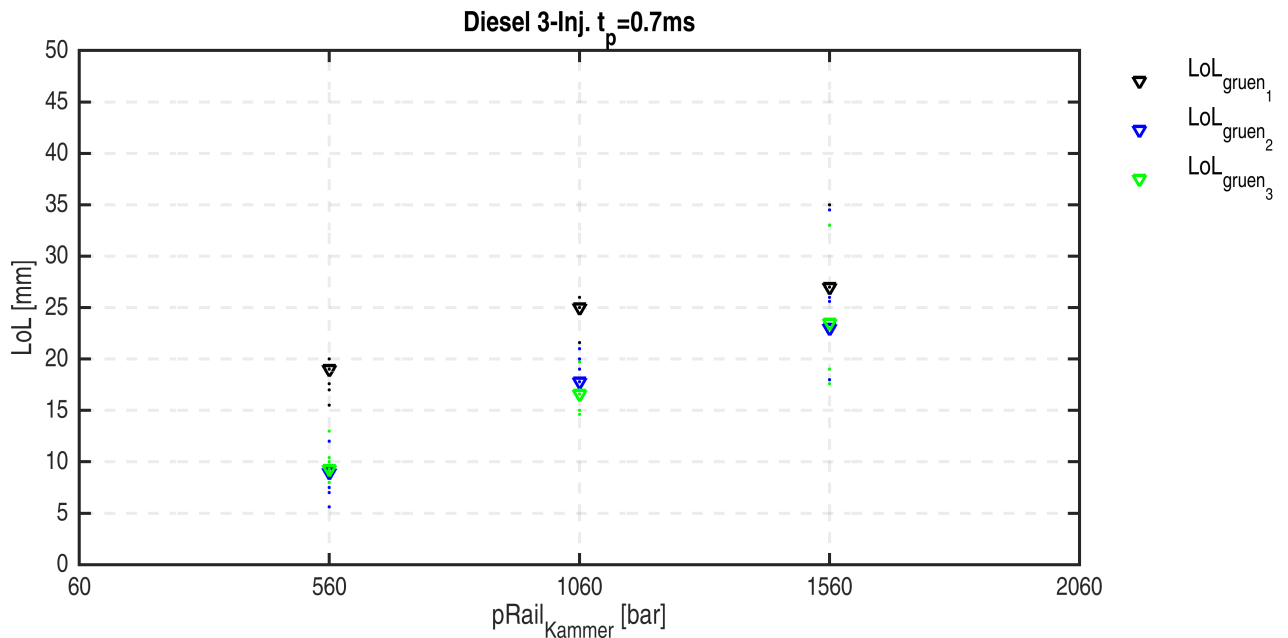


Abbildung 6.42: Experimentelle Flammenabhebehöhe ($LOL_{grün}$) für alle drei Einspritzungen der Diesel Mehrfacheinspritzung über verschiedenen Raildrücke (p_{Rail})

Die Raildruckvariation in Abbildung 6.42) zeigt, dass das Delta zwischen LOL_1 und LOL_2 mit abnehmendem p_{Rail} größer wird. Der Grund dafür ist die durch den geringeren Raildruck verursachte verringerte Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffs. Dadurch ist zum einen schon LOL_1 kleiner, zum anderen entfernen sich die heißen Produkte der ersten Einspritzung nach Ende der Einspritzung langsamer vom Spritzloch. Die zweite und dritte Einspritzung erfolgen daher in eine heißere Umgebung und LOL_2 und LOL_3 verkürzen sich stärker gegenüber LOL_1 als bei höheren p_{Rail} .

Simulation vs. Experiment

Wie im Experiment ergeben sich auch aus der Simulation deutlich kürzere ID und LOL für die zweite und dritte Einspritzung als für die erste. In den meisten Fällen sind auch in der Simulation die Ergebnisse der zweiten und dritten Einspritzung annähernd gleich. Für den Vergleich von Simulation und Experiment werden daher ausschließlich die ID und LOL der zweiten (...2) Einspritzung herangezogen.

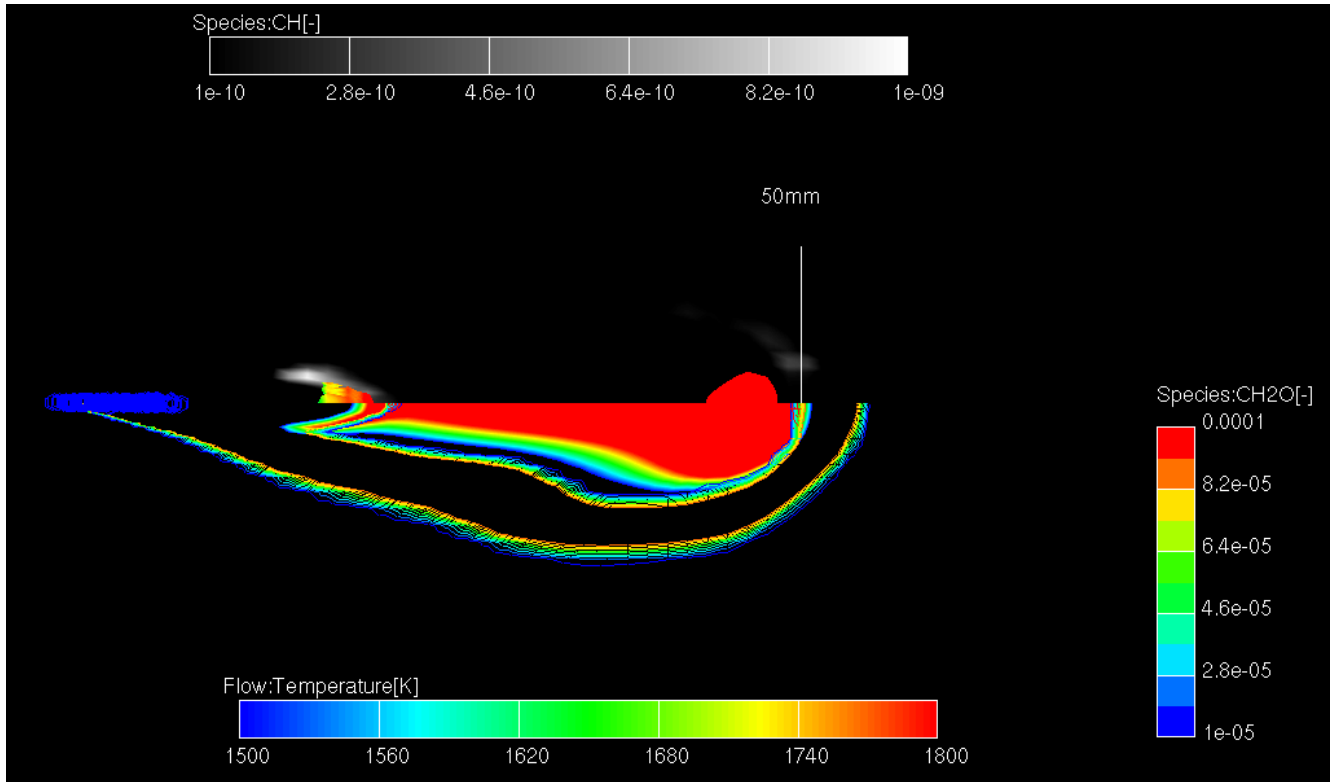


Abbildung 6.43: Massenbruch, Rußisokontur, Temperatur und Formaldehyd-Isolinien für den SprayB Standardfall zum Zündzeitpunkt der zweiten Einspritzung (ID_{SOOT_2})

Zunächst wird ID_2 betrachtet. Für die Auswertung von ID_2 muss eine andere Methode als für die Eineinspritzungen definiert werden, da die Verläufe von T_{max} , $Y_{CH_2O_{max}}$ und $Y_{SOOT_{max}}$ durch die vorangegangene Einspritzung beeinträchtigt werden und keine belastbaren Ergebnisse liefern. Anstatt dessen wird der Zeitpunkt als ID_2 definiert, für den im 3D-CFD Ergebnis erstmals die Rußisokontur für $Y_{SOOT} = 0.0004$ der zweiten Einspritzung sichtbar wird. Für die erste Einspritzung stimmt dieser Zeitpunkt mit dem durch $Y_{SOOT_{max}}$ bestimmten ID_{SOOT} überein. Für die zweite und dritte Einspritzung ergeben sich konsistente ID , deren Auswertung nicht durch die vorangegangene Einspritzung beeinträchtigt wird. In Abbildung 6.43 ist ein Schnitt durch das reagierende Spray unter Standardbedingungen zum Zeitpunkt von ID_{SOOT_2} zu sehen.

Da die Temperatur auf Grund der ersten Einspritzung noch sehr hoch ist, kann die Temperatur nicht als Indikator für die Zündung der zweiten und dritten Einspritzung dienen. Neben der Rußisokontur für $Y_{SOOT} = 0.0004$ hat sich auch $Y_{CH} = 1E^{-9}$ als geeigneter Indikator für die Zündung erwiesen. In den meisten Fällen sind jedoch ID_{CH} und ID_{SOOT} identisch.

$X_{O_2_{Kammer}}$

In Abbildung 6.44 ist ID_2 für Experiment und Simulation über verschiedenen T_{Kammer} aufgetragen. Die Trends passen gut. Quantitativ ergeben sich in der Simulation jedoch systematisch zu kleine ID_2 . Für $X_{O_2_{Kammer}} = 21\%$ und $T_{Kammer} = 1200K$ passen die Werte auf Grund des ohnehin sehr kleinen Zündverzugs gut. Mit abnehmenden T_{Kammer} , $X_{O_2_{Kammer}}$ und ρ_{Kammer} wird das Delta zwischen Experiment und Simulation jedoch immer größer.

Die Variation von p_{Rail} in Abbildung 6.45 zeigt für alle drei pRail das gleiche Delta zwischen Experiment und Simulation (Abb. 6.44). Der Fehler, den die Simulation gegenüber dem Experiment macht, skaliert also nicht mit dem Zündverzug, wenn dieser durch unterschiedliche Gemischaufbereitung beeinflusst wird.

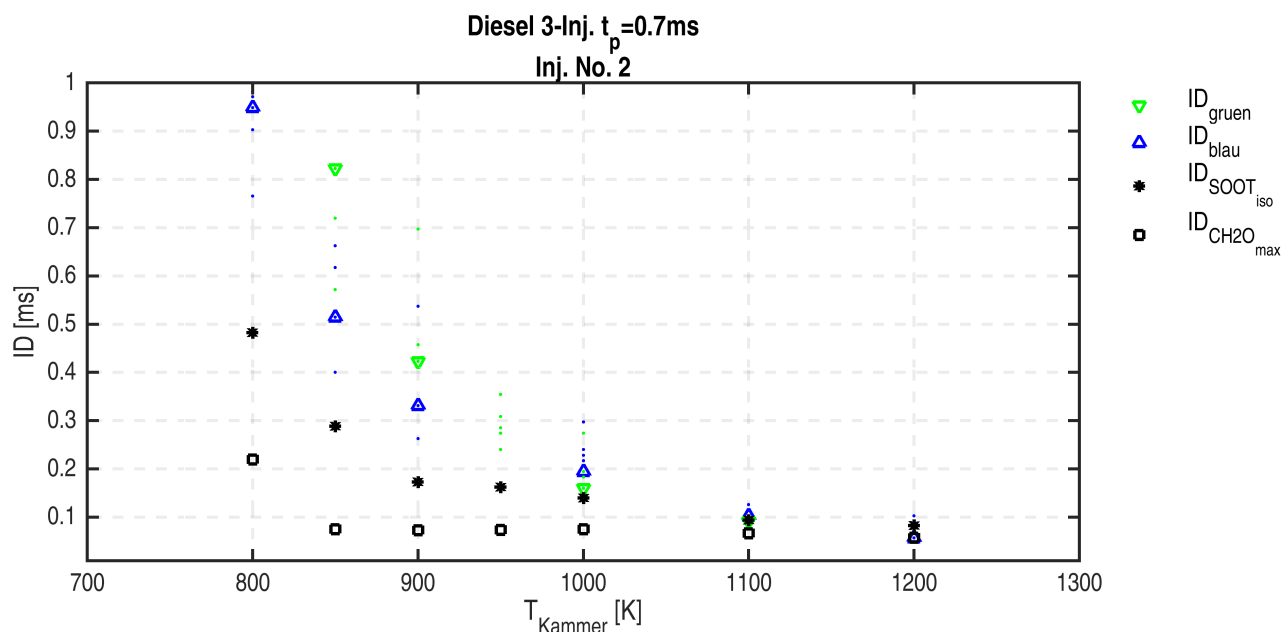


Abbildung 6.44: Zündverzögerung der zweiten Einspritzung (ID_2) für Experiment und Simulation über verschiedenen Kammertemperaturen (T_{Kammer})

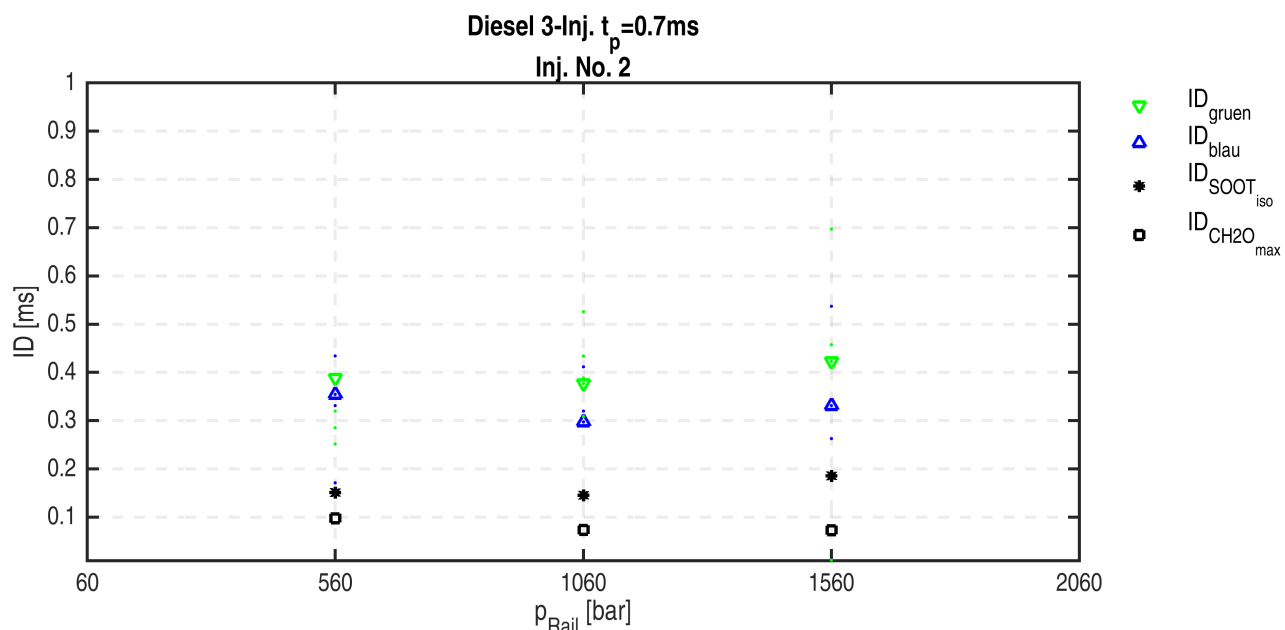


Abbildung 6.45: Zündverzögerung der zweiten Einspritzung (ID_2) für Experiment und Simulation über verschiedenen Raildrücken p_{Rail}

In den meisten Fällen stellt sich auch für die zweite und dritte Einspritzung kein stabiles LOL ein. Für die Auswertung der Flammenabhebehöhe (LOL_2) wird daher wieder der minimale Abstand zwischen Spritzloch und Rußisofläche ($Y_{\text{SOOT}} = 0.0004$) als LOL_{SOOT} interpretiert. Zum gleichen Zeitpunkt wird der Abstand zwischen Spritzloch und Temperaturisofläche ($T = 1500\text{K}$) als LOL_T ausgelesen.

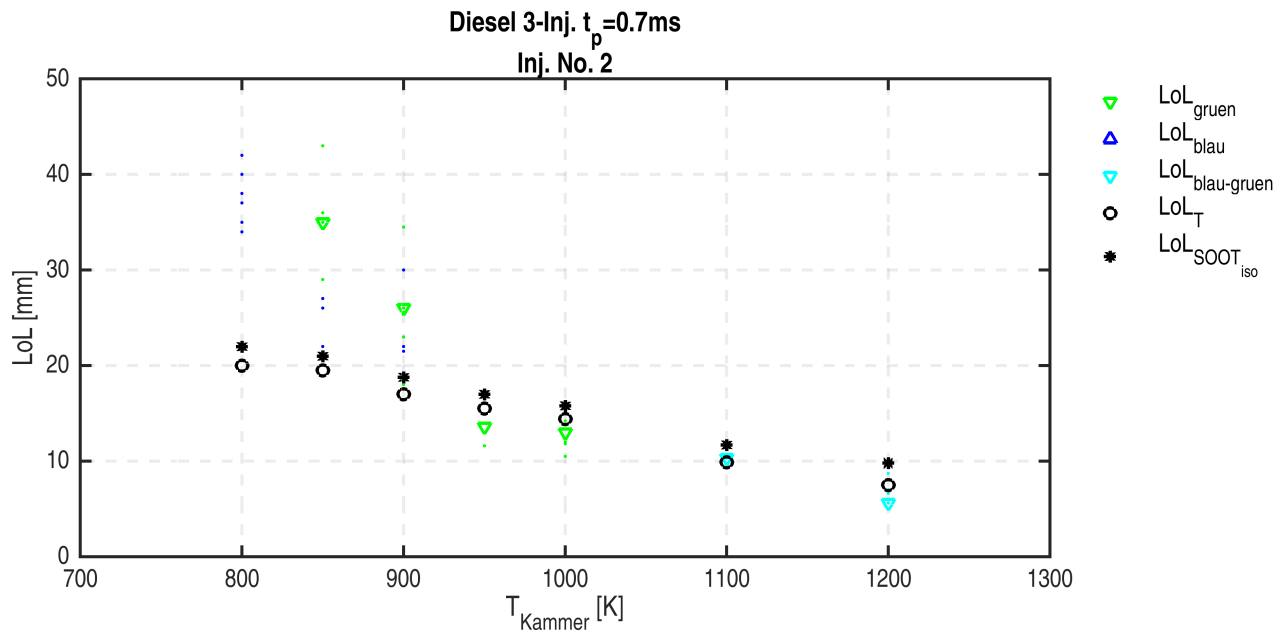


Abbildung 6.46: Flammenabhebehöhe der zweiten Einspritzung (LoL_2) für Experiment und Simulation über verschiedenen Kammertemperaturen (T_{Kammer})

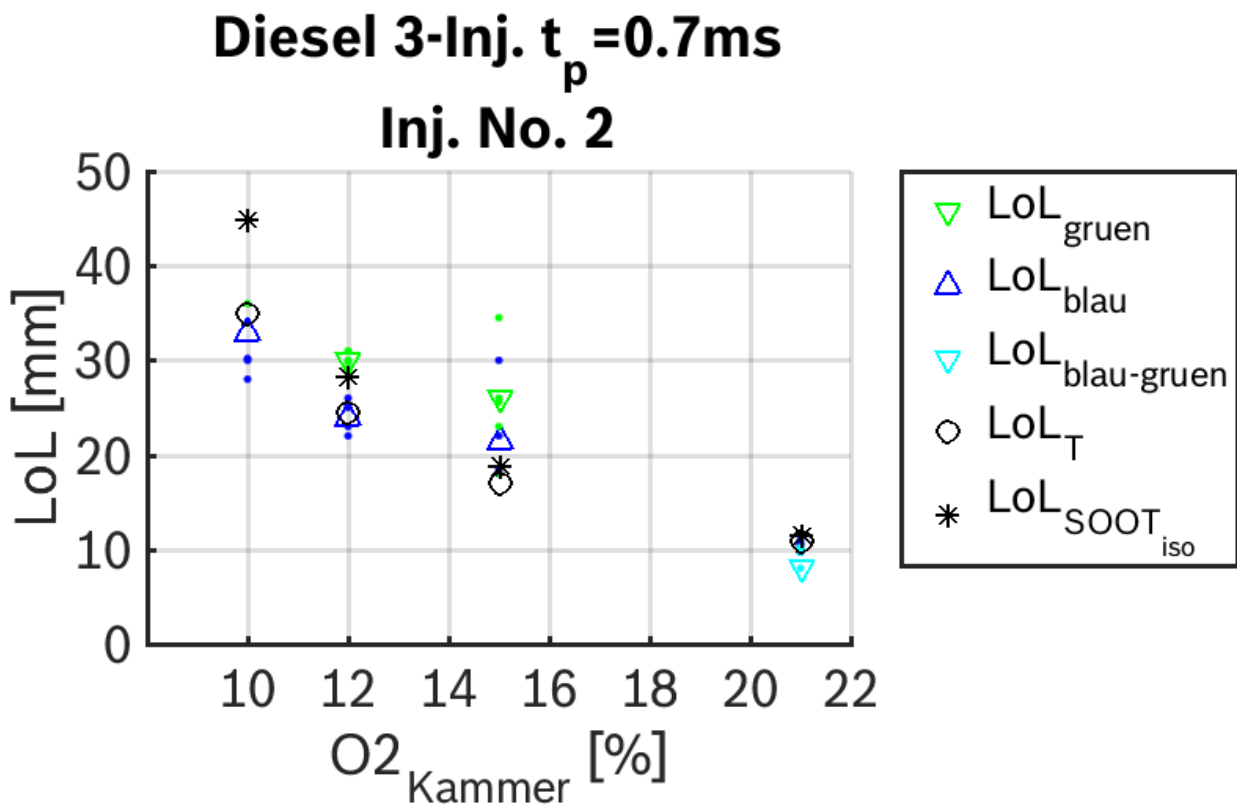


Abbildung 6.47: Flammenabhebehöhe der zweiten Einspritzung (LoL_2) für Experiment und Simulation über verschiedenen Sauerstoffkonzentrationen in der Brennkammer ($X_{O_{2,Kammer}}$)

In Abbildung 6.46 und 6.47 ist LOL_2 für Experiment und Simulation über verschiedenen T_{Kammer} und $X_{O_2,Kammer}$ zu sehen. LOL scheint allgemein von der Simulation besser abgebildet zu werden als ID . Nur für $T_{Kammer} \leq 1000K$ ergeben sich in der Simulation deutlich zu kleine Werte für LOL . In diesen Fällen erfolgt die Zündung viel zu früh und zu nah am Spritzloch. Dadurch ergeben sich für große Delta in ID auch große Delta in LOL .

Simulation vs. Simulation

Der zu kurze chemische Zündverzug der Simulation für die zweite und dritte Einspritzung scheint sowohl der Grund für die zu früh stark ansteigende Dampfeindringtiefe (VP) als auch für die zu keine Flammenabhebehöhe (LOL) für kleine Kammertemperaturen zu sein. Wodurch der zu kurze chemische Zündverzug zustande kommt, wird im Folgenden näher erläutert.

In Abbildung 6.48 ist ein Schnitt durch das reagierende Spray zum Zeitpunkt von ID_{SOOT_1} dargestellt. Zum Vergleich ist in Abbildung 6.49 der gleiche Schnitt zum Zeitpunkt von ID_{SOOT_2} zu sehen. Die schwarz-weiße Kontur in der oberen Hälfte stellt jeweils den Mischungsbruch (Z) dar. Bereiche mit einem Z oberhalb der Entflammbarkeit sind in Magenta dargestellt. Die überlagerten Isolinien zeigen die normalisierte Fortschrittsvariable (PV). In der unteren Hälfte sind in schwarz-weiß die Kontur des Quellterms für die Fortschrittsvariable (PV_{SCR}) und die Isolinien des CH-Massenbruchs zu sehen. Beiden Hälften überlagert ist außerdem die Isofläche von $SOOT = 0.0004$ mit Temperatureinfärbung zu sehen. CH erweist sich im Gegensatz zu T und CH_2O auch für die zweite und dritte Einspritzung als guter Indikator für Ort und Zeit der Zündung.

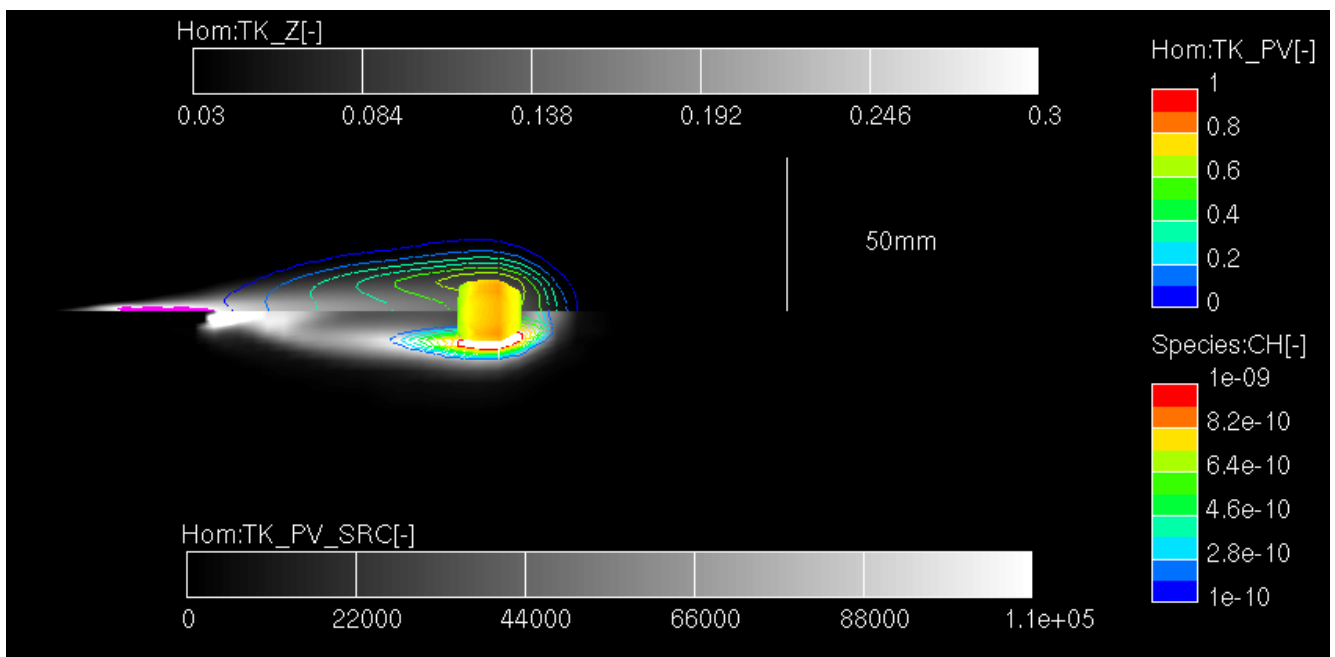


Abbildung 6.48: Schnitt durch das reaktive Spray zum Zündzeitpunkt der ersten Einspritzung (ID_{SOOT_1})

In Abbildung 6.48 lässt sich erkennen, dass das Spray zum Zeitpunkt von ID_{SOOT_1} schon weit in den Brennraum eingedrungen ist und sich ein großer Bereich mit brennbarem Gemisch gebildet hat. PV erreicht Maximalwerte von etwa 0.6. PV_{SCR} ist im Bereich, in dem die Verdampfung stattfindet am größten. Davon abgesehen ergibt sich im gesamten Mischungsgebiet ein ähnliches PV_{SCR} , das im vorderen äußeren Bereich des Sprays am größten wird. CH entsteht in genau diesem Bereich zuerst. Ruß ($SOOT$) entsteht weiter im Inneren des Sprays und etwas später.

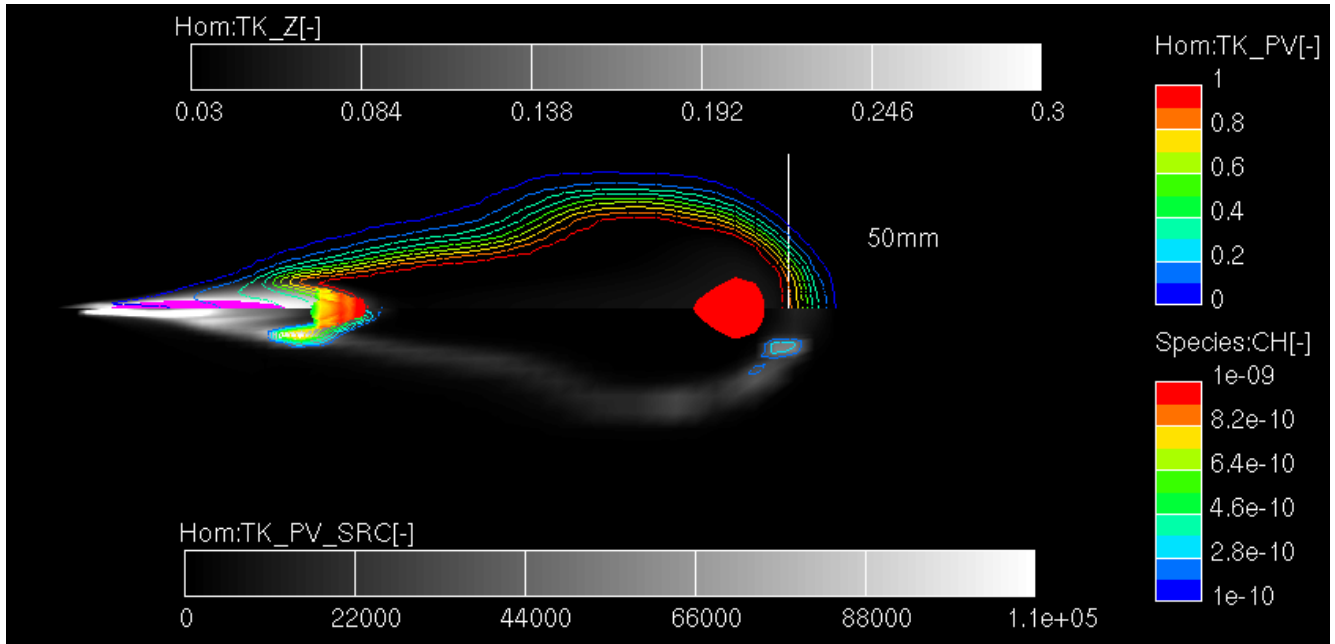


Abbildung 6.49: Schnitt durch das reaktive Spray zum Zündzeitpunkt der zweiten Einspritzung (ID_{SOOT_2})

In Abbildung 6.49 ist der Zeitpunkt von ID_{SOOT_2} zu sehen. Im Gegensatz zur ersten Einspritzung ist das Spray zum Zeitpunkt der Zündung noch kaum in den Brennraum eingedrungen und es gibt praktisch keinen vorgemischten Bereich. Das Spray der zweiten Einspritzung dringt in einen Bereich mit sehr kleinen Z und großen PV ein. Bei der Durchmischung des unverbrannten Kraftstoffdampfgemischs ($PV = 0$) mit den Bereichen mit verbranntem Kraftstoffgemisch ($PV \approx 1$), ergeben sich sprunghaft höhere PV .

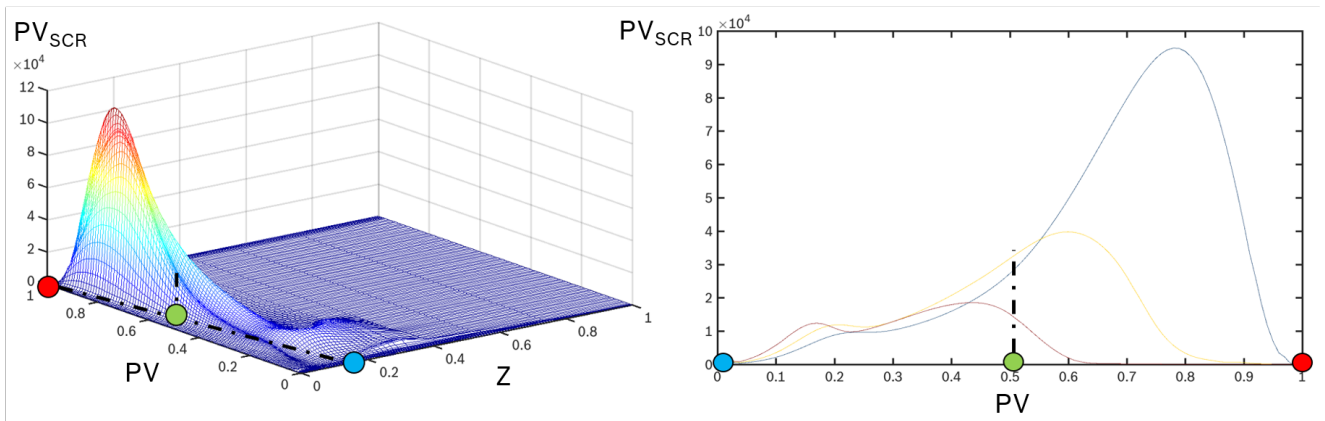


Abbildung 6.50: Quellterm der Fortschrittvariable (PV_{SRC}) in Abhängigkeit von Mischungsbruch (Z) und Fortschrittvariable (PV)

In Abbildung 6.50 ist der Quellterm der Fortschrittvariable (PV_{SRC}) in Abhängigkeit von Mischungsbruch (Z) und Fortschrittvariable (PV) dargestellt. Der blaue Punkt symbolisiert beispielhaft das fette, unverbrannte Kraftstoffdampfgemisch der zweiten Einspritzung. Der rote Punkt symbolisiert beispielhaft das sehr magere vollständig verbrannte Gemisch der Produkte der ersten Einspritzung. Angenommen die beiden Anteile mischen sich zu gleichen Teilen, ergibt sich ein neues Gemisch mit mittlerem Z und mittlerem PV : der grüne Punkt. Allein durch die Mischung springt PV damit direkt auf Werte von $PV \approx 0.5$. Dadurch wird auch der chemische Quellterm, der aus der Tabelle in die CFD zurückgegeben

wird, sehr viel größer. In Abbildung 6.49, also für die zweite Einspritzung bei Standardbedingungen, erfolgt die Zündung in einem Bereich mit $Z \approx 0.08$ und $PV \approx 0.5$. Unter diesen Bedingungen ergibt sich aus dem Tabellen-Lookup ein $PV_{SCR} \geq 30000$ (vgl. Abb. 6.50). Ohne die Mischung mit dem verbrannten Bereich wäre PV sehr klein und $PV_{SCR} \approx 1000$

Fazit erste vs. zweite und dritte Einspritzung

Die Zündverzugszeiten und Flammenabhebehöhen der zweiten und dritten Einspritzung sind in den meisten Fällen annähernd gleich und deutlich kleiner als die der ersten Einspritzung. Für kleinere Raildrücke verstärkt sich dieser Effekt. Die Simulation bildet das Sprayverhalten unter inerten Bedingungen gut ab. Unter reaktiven Bedingungen ergeben sich zu kleine Zündverzüge für die zweite und dritte Einspritzung. Für große Kammertemperaturen ($T_{Kammer} > 1000K$) und Sauerstoffkonzentrationen ($X_{O_{2Kammer}} = 21\%$) ist der Fehler vernachlässigbar klein. Der Fehler ist besonders groß für Fälle mit langsam ablaufender Chemie. Durch den zu kurzen Zündverzug dringt in diesen Fällen die Dampffront zu schnell in den Brennraum ein und die Flammenabhebehöhe ist zu klein. In diesen Fällen kann die Simulation nicht als validiert gelten.

6.1.5 Fazit Brennkammer

Die wichtigsten Erkenntnisse des Abgleichs von Brennkammer Experiment und Simulation werden hier zusammengefasst. Als wichtig werden dabei alle methodischen Beobachtungen bezüglich des Abgleichs und die Validierung der Simulation angesehen.

Methodik

Ein systematischer Vergleich der Brennkammerergebnisse aus Experiment und Simulation erfordert eine detaillierte Auseinandersetzung mit beiden Ergebnissen und deren Unsicherheiten. In beiden Fällen werden Ort und Zeit von charakteristischen Punkte in der Gemischbildung (Dampfeindringtiefe und flüssige Eindringtiefe) und der Verbrennung (Zündverzug und Flammenabhebehöhe) bestimmt und verglichen. Sowohl im Experiment als auch in der Simulation werden verschiedene Indikatoren für Zündverzug und Flammenabhebehöhe verwendet, um verschiedene charakteristische Punkte in der Flammenentwicklung abbilden und vergleichen zu können. Beim Vergleich muss immer beachtet werden, dass die Korrelation der Auswertegrößen von Experiment und Simulation nur eine Näherung ist. Es bleibt immer ein recht großer Spielraum für Interpretationen. Der Brennkammerabgleich in dieser Form ist damit ein wertvolles Mittel, um die Zusammenhänge der Spray- und Verbrennungssimulation besser zu verstehen, nicht aber für eine schnelle oder intuitive Validierung der Simulation.

Die Verwendung einer Farbkamera für die Aufnahme des Verbrennungsleuchtens ist ein Versuch, verschiedene charakteristische Punkte in der Flammenentwicklung zu bestimmen, die ein besseres Verständnis des Verbrennungsablaufs ermöglichen 4.1. Der Versuch war erfolgreich. Die zusätzlichen Informationen führen jedoch auch zu einer größeren Komplexität und mehr Interpretationsbedarf. Das grüne Leuchten scheint in allen Fällen auf die thermische Strahlung von Rußpartikeln zurückzuführen zu sein. Das blaue Leuchten scheint im n-Dodekan Experiment schon für kalte-Flamme Chemie aufzutreten, während es im Diesel Experiment erst bei hohen Temperaturen zu sehen ist. Für Diesel bezeichnen Ort und Zeit des blauen Leuchtens also vermutlich einen anderen charakteristischen Punkt in der Flammenentwicklung als für n-Dodekan. Für zukünftige Studien könnten zur Überprüfung dieser These Brennkammerversuche mit integrierter Druck oder Temperaturmessung dienen.

Die Erstellung von Ersatzbildern aus den Videos der Farbkamera und die Bestimmung eines mittleren Ersatzbilds 4.2 ist ein wichtiger Schritt um trotz der geringen Anzahl an Wiederholungen ein Verständnis und einen Überblick über die Abläufe im Experiment zu erhalten.

Da sich für kurze Einspritzungen weder im Experiment noch in der Simulation eine stabilisierte Flammenabhebehöhe einstellt, wird in diesen Fällen die minimale Flammenabhebehöhe verglichen. Die Ergebnisse bleiben trotzdem vergleichbar.

Die für die Auswertung der Simulation gewählten Größen erweisen sich als zuverlässige Indikatoren für den jeweiligen charakteristischen Punkt in der Spraybildung oder Verbrennung. Für Einzeleinspritzungen reicht die Auswertung der Verläufe der maximalen Temperatur und verschiedenen Speziesmassenbrüche aus. Für Mehrfacheinspritzungen müssten die 3D-Ergebnisse der Simulation direkt ausgewertet werden. Die Darstellung von Isokonturen ist an dieser Stelle ein geeignetes Hilfsmittel.

Das Kraftstoffgemisch aus n-Dodekan und p-Xylen erweist sich als geeignetes Surrogat für die Berechnung der Diesel Gasphasenreaktionen.

In wenigen Sonderfällen konnte aus methodischen Gründen keine Validierung der Simulation erbracht werden:

- Für sehr kleine Dichten ($\rho = 7.6 \text{ kg/m}^3$) erweist sich die kombinierte Messung von Schlieren und Mie-Streulicht im verwendeten Messaufbau 4.1 als fragwürdig. Für den gleichen Fall lassen sich auch keine Aussagen über die Verbrennung treffen, da die Verbrennung außerhalb des Sichtfensters im Experiment stattfindet.
- Für die niedrigste untersuchte Kammertemperatur ($T_{\text{Kammer}} = 750 \text{ K}$) tritt in der Simulation nur kalte-Flamme Chemie auf, für die die Indikatoren für die Verbrennung nicht geeignet sind. In diesem Fall zeigt nur das n-Dodekan Experiment ein leichtes blaues Leuchten. Für Diesel ist keinerlei Verbrennungsleuchten zu sehen.

Validierung der Simulation

Das Ziel des Brennkammerabgleichs ist die Validierung der Simulation, die Beantwortung der Frage unter welchen Bedingungen die Simulation in der Lage ist, die charakteristische Entwicklung von Spray und Verbrennung für verschiedenste motorrelevante Bedingungen abzubilden. Wichtig dabei ist, dass alle Ergebnisse ohne die Anpassung von Parametern erzeugt werden, da sonst keine Prädiktivität gegeben ist. Die Berücksichtigung der injektorspezifischen Sprayinitialisierung erfolgt mithilfe der Toolkette 5.1.2.

Rateninitialisierung

Die Sprayinitialisierung mit einer Trapezrate führt in allen Fällen zu etwas längeren Zündverzugszeiten und deutlich schwächerer Rußbildung als die in allen anderen Fällen verwendete Toolketteninitialisierung, obwohl die untersuchten Sprayeigenschaften (Eindringtiefen der flüssigen (LP) und dampfförmigen (VP) Phase) übereinstimmen. Eine Übereinstimmung von LP und VP ist demnach nicht ausreichend, um auf eine identische oder korrekte Wiedergabe des Sprays zu schließen. Besonders groß sind die Abweichungen in der Ausbrandphase. Für kleine Kammertemperaturen ($T_{\text{Kammer}} < 900 \text{ K}$), kleinen Sauerstoffkonzentrationen ($X_{O_{2\text{Kammer}}} < 12\%$) und kleinen Dichten ($\rho_{\text{Kammer}} < 15.2 \text{ kg/m}^3$) kann die rateninitialisierte Simulation das Experiment nicht abbilden. Sie gilt in diesen Fällen als nicht validiert.

Einzeleinspritzungen

Die Simulation liefert für Einzeleinspritzungen allgemein sehr gute Ergebnisse für alle betrachteten Kraftstoffe, Kammerbedingungen, Einspritzdrücke und Einspritzdauern. Die Trends werden für alle

validierbaren Fälle richtigen wiedergegeben. Quantitativ ergeben sich lediglich für kleine Kammertemperaturen ($T_{Kammer} < 850K$), kleinen Sauerstoffkonzentrationen ($X_{O_{2Kammer}} < 12\%$) und kleinen Dichten ($\rho_{Kammer} < 15.2kg/m^3$) sichtbare Abweichungen vom Experiment.

Mehrfacheinspritzungen

Inerte Sprays von Mehrfacheinspritzungen, werden ebenfalls gut von der Simulation wiedergegeben. Unter reaktiven Bedingungen ergibt die Simulation für die zweite und dritte Einspritzung jedoch deutlich kleinere Zündverzüge als das Experiment. Für große Kammertemperaturen ($T_{Kammer} > 1000K$) und Sauerstoffkonzentrationen ($X_{O_{2Kammer}} = 21\%$) ist der Fehler vernachlässigbar klein. In allen anderen Fällen führt der kürzere Zündverzug zu einer zu schnellen Dampfpenetration und in Fällen mit kleinen Kammertemperaturen ($T_{Kammer} < 1000K$) zu zu kleinen Flammenabhebehöhen. Der Effekt der zu kurzen Zündverzüge verstärkt sich für kleinere Raildrücke. Der Grund für die zu kurzen Zündverzüge ist die Mischung der Fortschrittsvariablen der unverbrannten und verbrannten Phase, durch die die Verbrennung einsetzt, ohne dass die Zündvoraussetzungen erfüllt sein müssen. Eine Lösung dieses Problems könnte eine nicht für jeden Mischungsbruch normalisierte Fortschrittsvariable sein (weitere Ausführung dazu in Abschnitt 6.2.1).

Ausblick Motor

Was die für die Brennkammer gemachten Beobachtungen für zukünftige Motorsimulationen bedeutet hängt vom konkreten Motor und den betrachteten Lastpunkten ab und muss im Einzelfall überprüft werden. Es wird davon ausgegangen, dass der Fehler der Motorsimulation in etwa so groß ist wie der der Brennkammersimulation bei gleichen Umgebungsbedingungen. Mit der Abschätzung, dass Fehler im Zündverzug im Motor mit der Drehzahl skalieren, ergibt sich nach der Umrechnung in Grad Kurbelwellenwinkel ein mit Gleichung 6.1.5 berechnete Fehler.

$$\Delta KW [^\circ KW] = \frac{N[\frac{1}{min}]}{60[\frac{s}{min}]} * t[s] * 360 [^\circ KW]$$

Es werden sechs Punkte aus dem Motorkennfeld verglichen. Abbildung 6.51 gibt einen Überblick über die Drehzahlen und Mitteldrücke dieser sechs Lastpunkte.

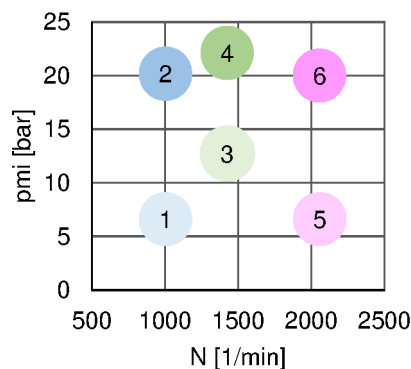


Abbildung 6.51: Überblick über die sechs simulierten Lastpunkte im Kennfeld (Mitteldruck (pmi) über Drehzahl N)

Einfacheinspritzung

Im Brennkammerabgleich korrelieren die Fehler im Zündverzug und in der Flammenabhebehöhe in allen untersuchten Fällen. In Fällen, in denen der Zündverzug stimmt, stimmt auch die Flammenabhebehöhe und umgekehrt. Im Folgenden wird daher stellvertretend nur der Fehler im Zündverzug genannt.

	Last- punkt	Einspritzung	°KW/0.1 ms	Case	O2 [%]	T_SOI1 [K]	rho_SOI1 [kg/m^3]
Einzel - Einspritzung	L25	MI	0.66	1	20.9	984.4	19.1
				2	19.4	965.1	19.6
				3	15.9	961.8	19.4
				4	14.3	952.3	19.1
	L100	MI		5	20.8	1042.1	40.3
				6	16.4	1015.8	40.2
				7	15.6	1009.2	40.2
	M50	MI	0.87	8	20.8	1023.0	30.2
				9	18.7	1007.3	30.3
				10	17.4	996.6	30.1
				11	15.4	981.3	29.9
	M100	MI		12	20.8	1096.1	46.0
				13	16.3	1063.6	45.5
				14	15.4	1055.5	45.2
	R25	MI	1.2	15	20.9	988.6	27.0
				16	17.3	969.3	26.3
	R100	MI		17	20.8	1100.9	44.6
				18	17.1	1068.3	43.2
				19	16.0	1058.2	42.7

Abbildung 6.52: Überblick über Motorfälle mit Einfacheinspritzung, deren jeweilige Bedingungen zum Zeitpunkt der Einspritzung und die auf Grundlage des Brennkammerbgleichs erwartete Güte der Simulation unter diesen Bedingungen

Für den in Kapitel 6.2 betrachteten Motor und die entsprechenden Lastfälle ergeben sich zum Zeitpunkt der ersten Einspritzung die in Abbildung 6.52 dargestellten Bedingungen. In der Brennkammer hat sich gezeigt, dass der maximale Fehler im Zündverzug der ersten Einspritzung unter den meisten Bedingungen etwa 0.1ms ist. In Abbildung 6.52 ist für den Übertrag in den Motor für jede Drehzahl der entsprechende maximale Fehler in KW angegeben. Die Bedingungen zum Zeitpunkt der Einspritzung sind farblich gekennzeichnet: in Grün alle Bedingungen, für die der Fehler in der Brennkammer 0.1ms nicht überschreitet, in Rot alle Bedingungen, für die der Fehler größer als 0.1ms ist. Die meisten Motorfälle erweisen sich auf Grund der hohen Temperaturen, Drücke und Dichten als unkritisch. Selbst bei der höchsten Drehzahl von $N = 2000 \frac{1}{\text{min}}$ ergibt sich ein wenig gravierender maximaler Fehler von $\Delta KW = 1.2^\circ KW$. Für Einfacheinspritzungen ist keiner der Lastpunkte besonders kritisch. Einzig die etwas geringere Dichte in den Fällen mit niedriger Drehzahl und Last (L25) gibt Anlass dazu, die Qualität der Simulation hinsichtlich der Zündung zu hinterfragen.

Mehrfacheinspritzung

An der Brennkammer wird der Zündverzug der zweiten und dritten Einspritzung grundsätzlich unterschätzt. Insbesondere bei kleinen Temperaturen, Sauerstoffkonzentrationen und Dichten ist mit größeren Fehlern zu rechnen.

Im Motor gibt es in Fällen mit niedriger oder mittlerer Last eine Piloteinspritzung (PiI), eine Haupteinspritzung (MI) und eine Nacheinspritzung (PoI). In Vollastfällen gibt es nur zwei Einspritzungen: für niedrige Drehzahl eine Pilot- und eine Haupteinspritzung; für mittlere und hohe Drehzahlen eine Haupt- und eine Nacheinspritzung. Die Haupteinspritzung ist demnach entweder die erste oder zweite Einspritzung.

Fälle, in denen die Haupteinspritzung die erste Einspritzung ist, sind aus Sicht des Brennkammerabgleichs genauso unkritisch wie die Einfacheinspritzungen. Der Grund hierfür sind die gut wiedergegebene erste Einspritzung und die sehr kurzen Zündverzögerungen für die Nacheinspritzung. Die Nacheinspritzung erfolgt

	Last- punkt	Einspritzung	°KW/0.1ms	Case	SOI1 [° KW]	O2 [%]	T_SOI1 [K]	rho_SOI1 [kg/m^3]	SOI2 [° KW]	T_SOI2 [K]	rho_SOI2 [kg/m^3]	
Mehrfach - Einspritzung	L25	Pil+MI+Pol	0.66	20	709.8	20.9	939.6	16.8	716.9	1020.7	19.2	
				21	709.1	18.7	918.5	16.6	716.2	1001.5	19.2	
				22	708.1	15.9	904.9	16.0	715.2	988.1	18.9	
				23	707.8	15.6	907.8	15.7	714.9	990.67	18.7	
	L100	Pil+MI		24	713.6	20.8	1029.5	38.0	720.2	1051	40.4	
				25	712.2	16.6	996.2	36.9	718.8	1028.4	40.3	
				26	711.8	15.9	992.0	36.4	718.4	1026.8	40.1	
	M50	Pil+MI+Pol	0.87	27	705.5	20.8	947.1	23.1	717.0	1059.7	30.2	
				28	704.0	16.2	910.6	21.9	715.5	1033.9	29.7	
	M100	MI+Pol		29	703.0	14.7	905.6	20.8	714.5	1033.8	28.8	
				30	717.6	20.8	1096.2	45.9	739.3	2057.9	29.2	
				31	716.0	16.1	1062.0	45.3	737.9	1910.2	30.7	
				32	715.6	15.2	1054.7	45.1	737.4	1880	31.3	
	R25	Pil+MI+Pol	1.2	33	693.5	20.9	802.7	13.3	714.4	1029.2	26.7	
				34	693.0	19.4	792.6	13.1	713.9	1016.8	26.5	
	R100	MI+Pol		35	692.4	17.5	784.9	12.7	713.3	1004.6	26.0	
				36	714.7	20.8	1098.8	44.4	740.4	1903.1	27.7	
				37	712.8	16.4	1060.0	42.9	738.4	1791.9	29.8	
				38	712.3	15.7	1052.3	42.5	738.0	1775.4	30.3	

Abbildung 6.53: Überblick über Motorfälle mit Mehrfacheinspritzung, deren jeweilige Bedingungen zum Zeitpunkt der Einspritzung und die auf Grundlage des Brennkammergleichs erwartete Güte der Simulation unter diesen Bedingungen

immer bei etwa 730°KW . Zu diesem Zeitpunkt sind Druck und Temperatur in der Brennkammer so groß, dass der unterschätzte Zündverzug kaum oder gar nicht ins Gewicht fällt.

In Fällen mit Piloteinspritzung verhält es sich anders. Die Piloteinspritzung erfolgt bei kleineren $^{\circ}\text{KW}$, deutlich vor Erreichen des oberen Totpunkts ($OT = 720^{\circ}\text{KW}$). Druck, Temperatur und Dichte sind zu diesem Zeitpunkt also noch deutlich niedriger als zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung. Für kleine Last führt das zu kritisch zu betrachtenden Dichten zum Zeitpunkt der Piloteinspritzung. Bei hoher Drehzahl ergeben sich außerdem kritisch kleine Temperaturen. Aus Sicht des Brennkammerabgleichs für Einzeleinspritzungen ist demnach fraglich, ob die Simulation die diese Piloteinspritzungen korrekt abbilden kann.

Vorausgesetzt die Simulation bildet den Druckanstieg durch die Piloteinspritzung richtig ab, ergeben sich die in Abbildung 6.53 ebenfalls dargestellten Temperaturen und Dichten zum Zeitpunkt der zweiten Einspritzung. Die Farbskala wurde den Brennkammergebnissen für die Mehrfacheinspritzung angepasst. Es zeigt sich, dass der Zündverzug für die zweite Einspritzung für alle Fälle mit Piloteinspritzung kritisch hinterfragt werden sollte. Die Temperaturen sind jedoch schon relativ hoch, sodass sich der Fehler in den meisten Fällen im Rahmen von $\Delta\text{KW} \leq 2^{\circ}\text{KW}$ bewegen sollte. Größere Fehler könnten sich für Fälle mit kleiner Drehzahl und kleiner Last ergeben. Zusätzlich zu niedrigen Temperaturen, ist hier auch die Dichte vergleichsweise klein.

Fazit

Auf Grund der guten Validierungsergebnisse der Brennkammersimulation wird angenommen, dass der Zündzeitpunkt und die Flammenabhebehöhe auch in der Motorsimulation in der Regel gut abgebildet werden. Für erste Einspritzungen bilden Fälle mit kleinen Sauerstoffkonzentrationen, Temperaturen oder Dichten eine Ausnahme. Für die im Folgenden betrachteten Lastpunkte ist daher in Fällen mit Piloteinspritzung, insbesondere bei niedriger Last (L25 und R25) mit Fehlern im Zündverzug und in der Flammenabhebehöhe zu rechnen. Für Fälle, in denen die Haupteinspritzung die zweite Einspritzung ist, sind die Temperaturen und dichten zum Zeitpunkt der zweiten Einspritzung in den meisten Fällen so hoch, dass Fehler durch zu frühe Zündung im Rahmen von $\Delta\text{KW} \leq 2^{\circ}\text{KW}$ bleiben sollten.

6.2 Motor - Verbrauch und Schadstoffe

Im Brennkammerabgleich wurde gezeigt, dass die Simulation charakteristische Punkte der Spraybildung und Verbrennung in Ort und Zeit plausibel abbilden kann. Die für die Auswertung von Experiment und Simulation herangezogenen Indikatoren und Grenzwerte sind quantitativ allerdings nicht belegbar. Aus der Intensität der Lichtemissionen im Experiment lässt sich nicht auf die exakten Temperaturen oder Rußmassenbrüche schließen. Ein Quantitativer Vergleich dieser Größen ist daher nicht möglich. Im Motorabgleich stehen im Gegensatz dazu auch quantitative Messungen zur Verfügung. Der Druckverlauf und der resultierende Mitteldruck als Maß für die freigesetzte Energie und die Schadstoffkonzentrationen im Abgas. Anhand des Motorabgleichs sollen daher vornehmlich zwei Fragen beantwortet werden: Ist die Simulation ohne die Anpassung von Parametern in der Lage für beliebige Punkte im Motorkennfeld, bei verschiedenen AGR und Einspritzmustern

1. zum richtigen Zeitpunkt den richtigen Druck und damit die richtige Leistung bzw. den richtigen Verbrauch zu berechnen?
2. die integrale Menge an Ruß- und Stickoxidemissionen für diese Fälle zu berechnen?

Um eine möglichst große Bandbreite abzudecken werden sechs verschiedene Lastpunkte jeweils mit AGR-Variation verglichen (Abb. 6.51). Alle Lastpunkte werden sowohl als Einfacheinspritzung (Abb. 6.52) als auch als Mehrfacheinspritzung (Abb. 6.53) abgeglichen.

Da sich die quantitativen Messgrößen deutlich leichter interpretieren lassen als die Lichtemissionen im Brennkammerexperiment, werden die Ergebnisse des Motorexperiments nicht separat diskutiert sondern direkt für den Vergleich mit der Simulation herangezogen.

Es sei an dieser Stelle noch einmal darauf hingewiesen, dass das Fabian Fischer Primärzerfallsmodell (pbff) in Kombination mit FGM im Motor noch nicht vollständig lauffähig ist. Die Ergebnisse der Düseninnenströmungssimulation werden stattdessen mittels Nozzelfiles und Tropfengrößenverteilung in die 3D CFD übertragen. Die Motorsimulationen können daher hauptsächlich als erstes Screening verstanden werden, um das FGM in Verbindung mit einer spritzlochaufgelösten Sprayinitialisierung zu testen.

6.2.1 Einspritzmenge - Mitteldruck - Verbrauch

In der Motorsimulation wird eine Kraftstoffmenge vorgegeben, die unter vorgegebenen Bedingungen verbrannt wird. Entscheidend für den Verbrauch ist, wie viel Arbeit durch die eingebrachte Kraftstoffmenge verrichtet wird. Die Arbeit wiederum skaliert linear mit dem erreichten Mitteldruck. Im Folgenden wird daher anstelle des Verbrauchs oder der Arbeit direkt der Mitteldruck verglichen. Es wird angenommen, dass die eingebrachte Kraftstoffmenge, das maximale geometrische Verdichtungsverhältnis und die Verluste durch Wandwärme und Blowby von der Toolkette ausreichend gut wiedergegeben werden, um etwaige Abweichungen im Druckverlauf auf die Menge und den Zeitpunkt der Wärmefreisetzung zurückzuführen - also die Ergebnisse der Verbrennungssimulation als solcher.

Auswertung

Abbildung 6.54 und 6.55 zeigen die Mitteldrücke von Simulation und Experiment für Einzeleinspritzungen und Mehrfacheinspritzungen. Unabhängig vom Einspritzmuster unterschätzt die Simulation den Mitteldruck (p_{mi}) in allen Fällen deutlich. Der Vergleich von Maximaldruck und Verbrennungsschwerpunktslage ergeben ebenfalls systematische zu kleine Werte.

Stellvertretend für alle anderen Fälle ist in Abbildung 6.56 der Druckverlauf für den Fall mit Einzeleinspritzung, mittlere Last, mittlere Drehzahl, ohne AGR dargestellt. Die Druckverläufe der anderen Betriebspunkte weisen ähnliche charakteristische Abweichungen vom Experiment auf. Es ist zu sehen, dass

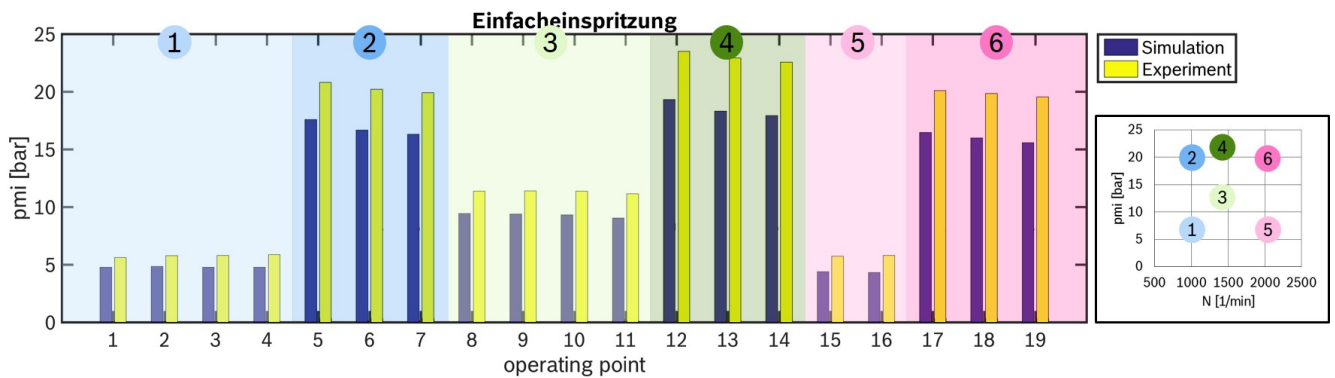


Abbildung 6.54: Mitteldrücke für Motorfälle mit Einfacheinspritzung

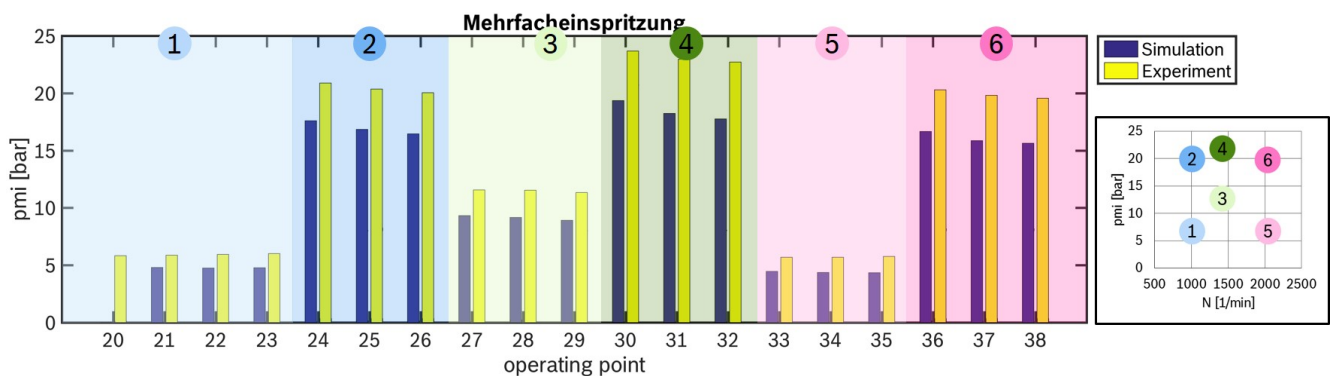


Abbildung 6.55: Mitteldrücke für Motorfälle mit Mehrfacheinspritzung

Der Druck für die Verdichtungsphase bis zum Start der Einspritzung gut getroffen wird. Anschließend nimmt der Druck bei etwa 720°KW in der Simulation schlagartig zu um danach bis zum maximalen Druck mit geringerer Steigung anzuwachsen als im Experiment. Nach Erreichung des Maximaldrucks bleibt der Druck in der Simulation mit nahezu konstanten Abstand kleiner als im Experiment.

Abbildung 6.57 zeigt den Verlauf der Wärmefreisetzungsrate. Abbildung 6.58 zeigt das Integral über der Wärmefreisetzungsrate also die insgesamt freigesetzte Wärme. In beiden Abbildungen sind auch die von GT berechneten 1D Werte angegeben. Das Hauptaugenmerk beim Vergleich von 1D und 3D liegt auf der Hauptphase der Verbrennung, da sich speziell in der initialen Phase Unsicherheiten in der 1D Modellierung stark auf den Brennverlauf auswirken. Die 3D Simulation ergibt eine deutlich geringere maximale Wärmefreisetzungsrate und über den gesamten Verbrennungsprozess hinweg eine geringere integral freigesetzte Wärme. In der 3D Simulation wird demnach nicht alle durch den Kraftstoff eingebrachte Energie frei.

Abbildung 6.59 zeigt den Verbleib der Energie. Am Ende der Einspritzung existiert in der Simulation noch ein erheblich größerer Anteil an unverbranntem Kraftstoffs als im Experiment. Die darin enthaltene Energie entspricht in etwa der kontinuierlich weniger freigesetzten Wärme 6.58, die für den zu niedrigen Druckverlauf 6.56 verantwortlich ist.

Wodurch die große Menge unverbrannten Kraftstoffs zustande kommt, lässt sich anhand von Abbildung 6.60 erkennen. In Abbildung 6.61 findet sich zudem eine schematische Erklärung des Phänomens. In beiden Abbildungen sind die Fortschrittsvariable (PV) und der Kraftstoffmassenbruch des unverbrannten Kraftstoffs (VF-Virtual Fuel) zu sehen.

Das Problem entsteht durch die Diffusion der Fortschrittsvariablen PV durch die Grenzfläche zwischen dem brennenden Spray und der umgebenden Luft. Die Fortschrittsvariable des verbrannten Gebiets ($PV = 1$) nimmt durch diffusionsgetriebene Mischung mit der Fortschrittsvariable der umgebenden Luft

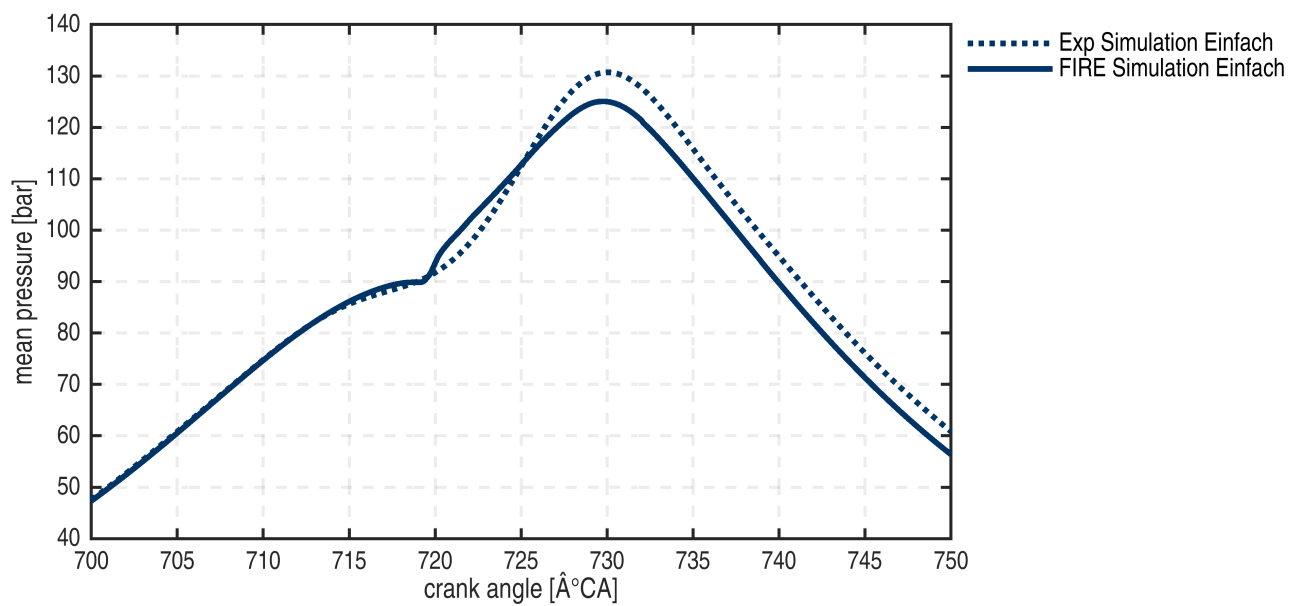


Abbildung 6.56: Druckverlauf für Einzeleinspritzung, mittlere Last, mittlere Drehzahl, ohne AGR für Experiment und Simulation

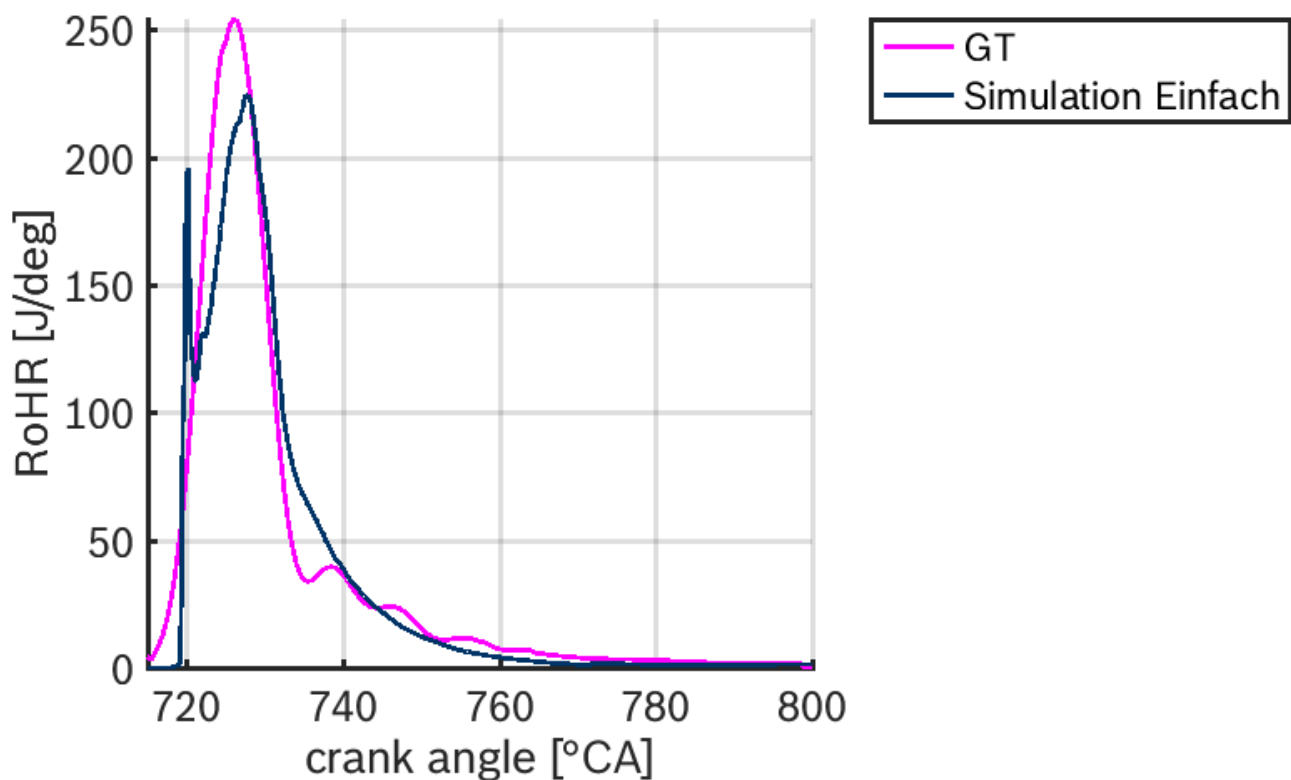


Abbildung 6.57: Wärmefreisetzungsratenverlauf für den Fall mit Einzeleinspritzung, mittlere Last, mittlere Drehzahl, ohne AGR für Simulation und GT

($PV = 0$) Werte zwischen 1 und 0 an. Dadurch läuft die Reaktion sozusagen rückwärts. Die bei der Ver-

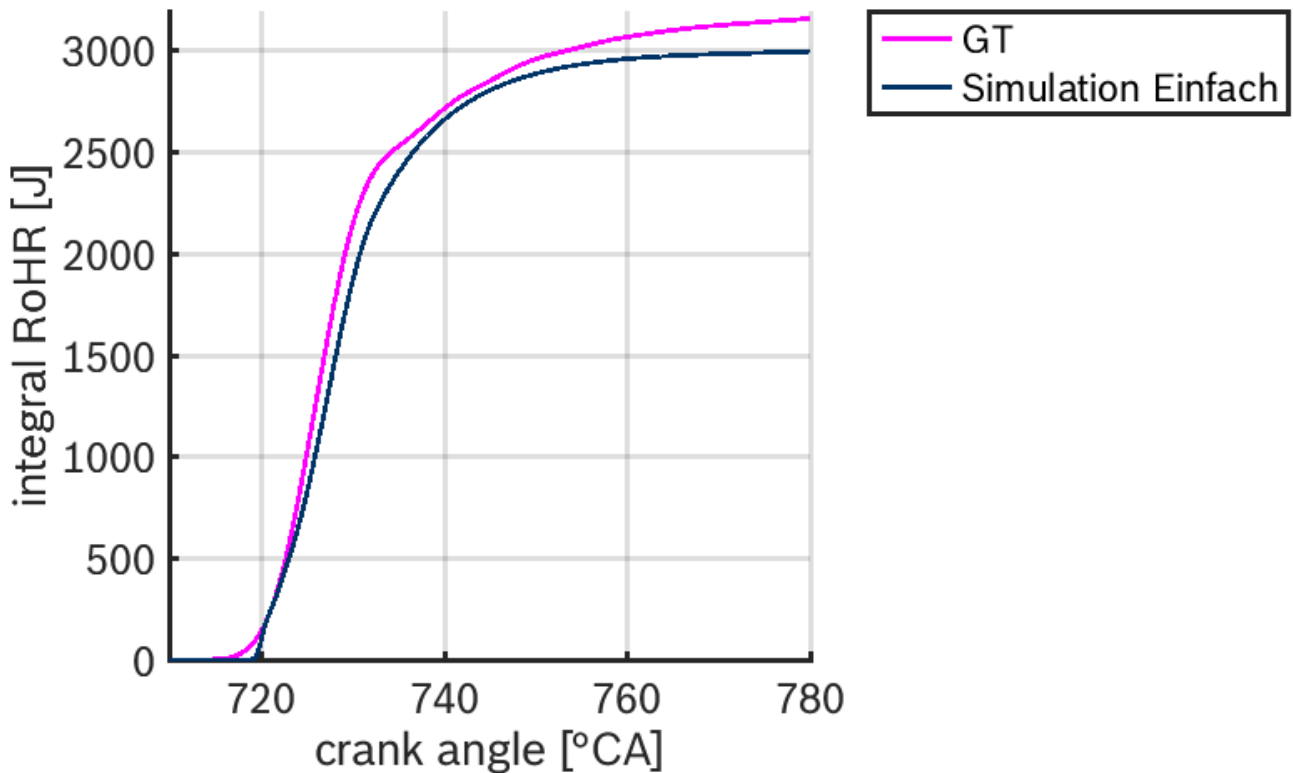


Abbildung 6.58: integrale Wärmefreisetzungsrate für den Fall mit Einzelspritzung, mittlere Last, mittlere Drehzahl, ohne AGR für Simulation und GT

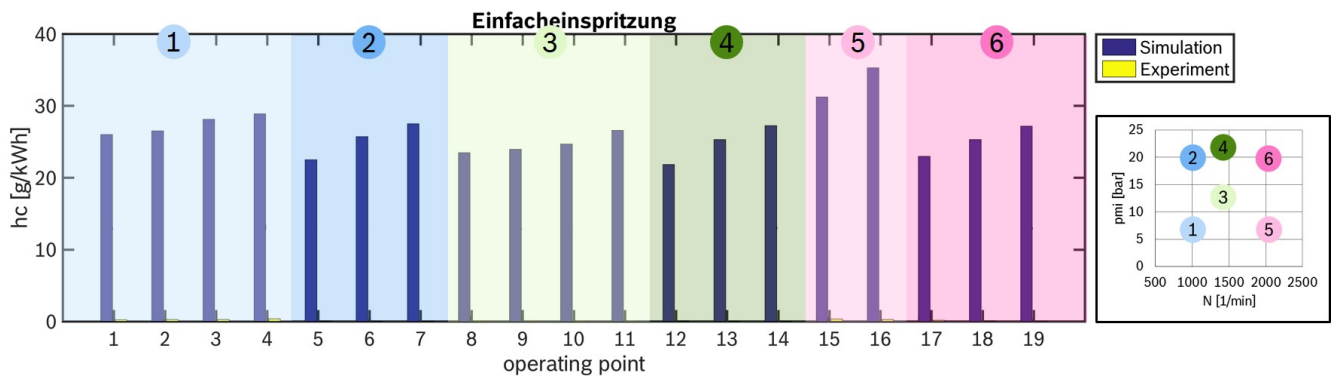


Abbildung 6.59: Unverbrannte Kohlenwasserstoffe für Motorfälle mit Einfacheinspritzung

brennung freigesetzte Wärme wird dem System wieder entzogen und es entsteht wieder unverbrannter Kraftstoff. Der Effekt tritt auf sobald ein nennenswertes Volumen mit $PV = 1$ existiert also in der Regel direkt nach der Zündung und der schlagartigen Verbrennung der vorgemischten Anteile des Sprays. Von diesem Zeitpunkt an fehlt dem System kontinuierlich ein Teil der freigesetzten Energie.

Ausblick

Eine mögliche Lösung dieses ansatzbedingten Fehlers könnte eine nicht-normalisierte Fortschrittsvariable sein (Abb. 6.62b). In der aktuellen Form hat die Fortschrittsvariable für alle Mischungsbrüche den gleichen Maximalwert ($PV_{max} = 1$). Abbildung 6.62a zeigt beispielhaft das Mischungsverhalten von

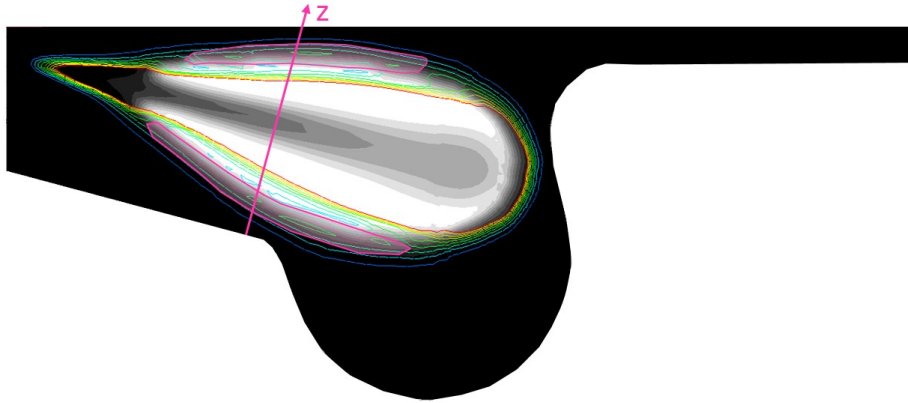


Abbildung 6.60: 3D Schnitt durch Motorsegment: Fortschrittsvariable mit Isolinien für unverbrannten Kraftstoff

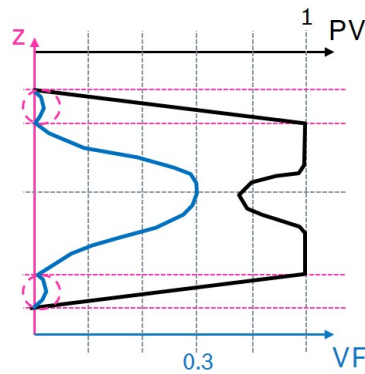


Abbildung 6.61: Skizze des räumlichen Verlaufs von Fortschrittsvariable (PV) und unverbranntem Kraftstoff (VF) quer zur Sprayrichtung

Mischungsbruch und der aktuell genutzten Form der Fortschrittsvariable. Die Mischung von 50% Gasgemisch mit vollständig verbranntem Kraftstoff ($PV = PV_{max} = 1$) und 50% Umgebungsluft ($PV = 0$) ergibt einen Mischungsbruch ($PV = 0.5$), für den per Definition die Hälfte der verfügbaren Energie in Form von Wärme und die andere Hälfte in Form von unverbranntem Kraftstoff vorliegt. Abbildung 6.62b zeigt das Ergebnis der gleichen Mischung für eine nicht-normalisierte Fortschrittsvariable. Diese Fortschrittsvariable könnte beispielsweise über den Kohlenstoffdioxid Massenbruch im Gleichgewichtszustand $Y_{CO_2_{eq}}$ bestimmt werden. Dadurch würden sich für verschiedene Mischungsbrüche (Z) auch verschiedene maximale Fortschrittsvariablen (PV_{max}) ergeben. Im Grenzgebiet würde die Fortschrittsvariable zusammen mit dem Mischungsbruch kleinere Werte annehmen. Es entstünde ein kontinuierlicher räumlicher Verlauf von PV . Die Mischung verschiedener PV und Z würde kein Rückwärtsspringen im Reaktionsfortschritt verursachen. Es gäbe bedeutend weniger unverbrannte Kohlenwasserstoffe und mehr integrale Wärmerfreisetzung. Der mittlere Druck und die verrichtete Arbeit würde ansteigen und der Verbrauch sinken.

Fazit

Die guten Brennkammerergebnisse lassen vermuten, dass die Zündung und Verbrennungsablauf als solche gut abgebildet werden. Auch die Trends über AGR, Last und Drehzahl wirken plausibel. Der Feh-

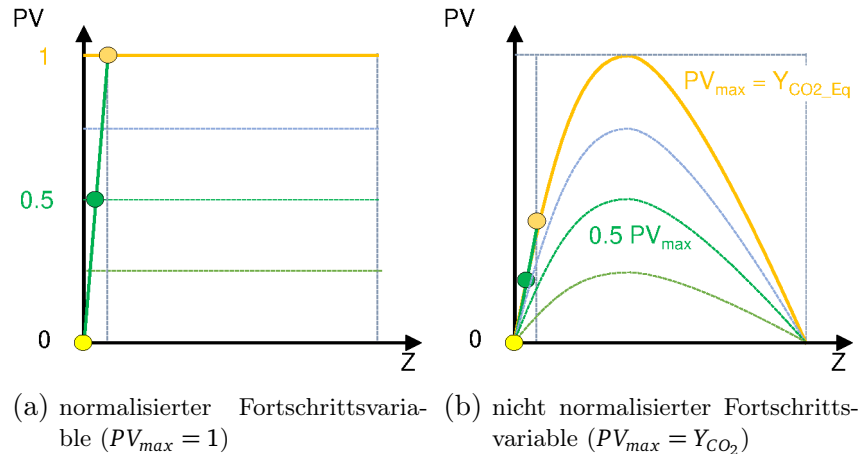


Abbildung 6.63: Skizze des Mischungsverhaltens von Mischungsbruch und Fortschrittsvariable bei nicht normalisierter Fortschrittsvariable ($PV_{max} = Y_{CO_2}$)

ler durch die rückwärtslaufenden Reaktionen in der Fortschrittsvariablen-Grenzschicht hat jedoch so starke Auswirkungen auf den Druckverlauf, dass eine Validierung der Verbrennungssimulation im Motor mit dem aktuellen FGM Ansatz nicht möglich ist. Die Validierung wird erst nach der Lösung des Fortschrittvariablen-Fehlers erneut versucht werden können. In diesem Zuge sollte auch eine Prüfung der aus Sicht der Brennkammer kritischen Fälle erfolgen.

6.2.2 Schadstoffe

Der durch den unverbrannten Kraftstoff verursachte Fehler in der Druckkurve macht eine Bewertung der Schadstoffsimulation schwierig. Trotzdem wird hier insbesondere auf die Stickoxid-Modellierung eingegangen. Die Ergebnisse der Rußmodellierung werden ohne weitere Studien kurz vorgestellt.

Stickoxid

Der Ansatz, eine zweite Fortschrittsvariable für die Modellierung zu verwenden (Vgl. Kapitel 5.2.3), wurde im Rahmen dieser Arbeit aufgebracht und die Entwicklung unterstützt. Im Folgenden wird daher sowohl auf den Vergleich mit dem Experiment als auch auf den Vergleich der Simulation mit und ohne zweite Fortschrittsvariable eingegangen. Da die Ergebnisse mit und ohne Mehrfacheinspritzung die gleichen Charakteristika aufweisen, werden der Übersichtlichkeit halber nur die Ergebnisse der Einfacheinspritzungen abgebildet.

Abbildung 6.64 zeigt den integralen Wert der Stickstoffmonoxid Emissionen für Experiment, Simulation mit zweiter Fortschrittsvariable und Simulation ohne zweite Fortschrittsvariable. Die Simulation mit zweiter Fortschrittsvariable liefert in allen Fällen höhere Stickstoffmonoxid (NO) Emissionen als die Simulation ohne zweite Fortschrittsvariable. Damit stimmt die Simulation in Fällen mit wenig oder gar keiner AGR besser und in Fällen mit hoher AGR schlechter mit dem Experiment überein. Das Ergebnis ist in beiden Fällen - mit und ohne zweite Fortschrittsvariable - schlechter als erwartet. Da die (NO) Entstehung primär von lokalen Verbrennungstemperaturen und Sauerstoffgehalten abhängt, wird von einem gut aufgelösten Ansatz wie dem FGM ein gleich gutes oder besseres Ergebnis erwartet als von einfacheren Modellierungsansätzen wie dem GGPR. Erfahrungswerte aus der GGPR Simulation sind Fehler von $\Delta NO_x < 20\%$. Ein Grund für die vergleichsweise schlechte Übereinstimmung wird im Folgenden diskutiert.

In Abbildung 6.65 und 6.66 sind die NO-Verläufe für die Simulation mit und ohne zweite Fortschrittsvariable dargestellt. In beiden Fällen zeichnet sich die Simulation ohne zweite Fortschrittsvariable durch

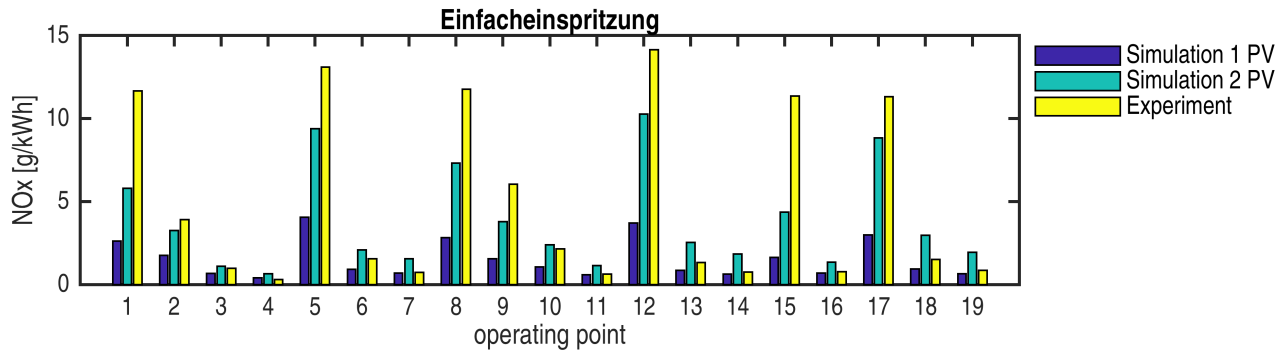


Abbildung 6.64: Stickstoffmonoxid Vergleich der Simulation mit (2 PV) und ohne (1 PV) zweite Fortschrittsvariable und mit dem Experiment

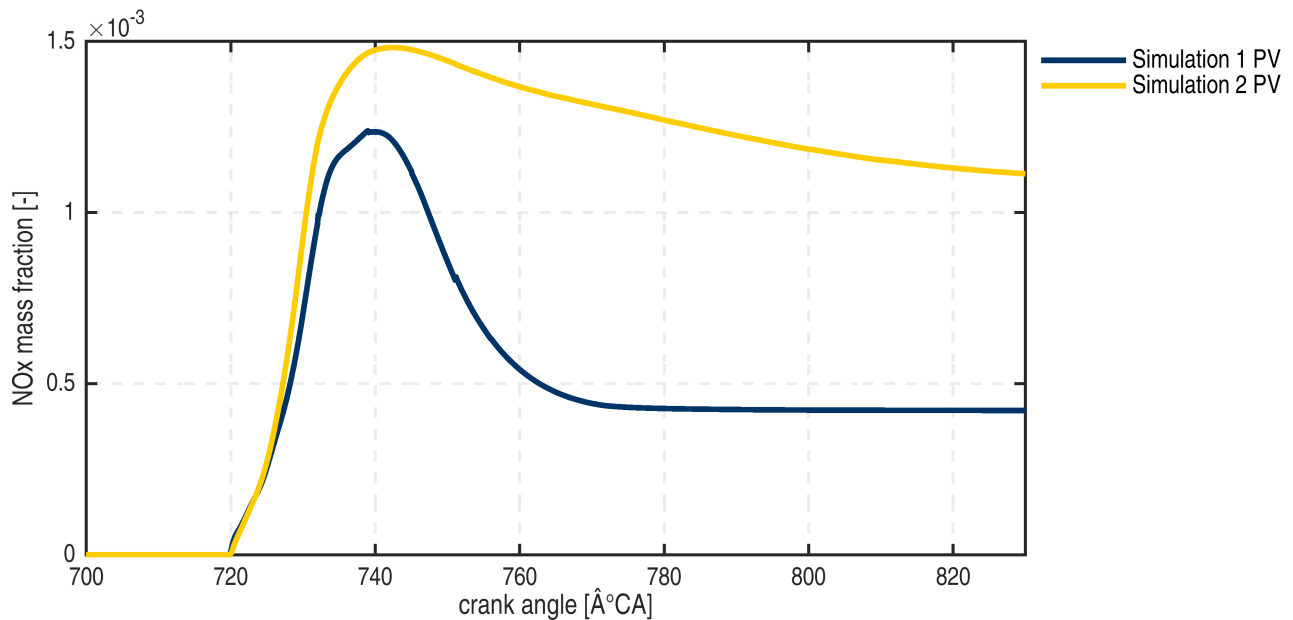


Abbildung 6.65: Stickstoffmonoxid-Verlauf für Einfacheinspritzung, mittlere Last, mittlere Drehzahl, ohne AGR

eine starke Abnahme der NO-Konzentration ab einem Kurbelwellenwinkel von etwa 735°KW aus. Diese starke Abnahme ist ein ansatzbedingter Fehler. Mit sinkenden Drücken und Temperaturen und Fortschrittsvariablenwerten von $PV \approx 1$ ergeben sich sehr niedrige Ausgangstemperaturen für den TABKIN Look-up. Die NO-Konzentration wird in der Expansionsphase also als Gleichgewichtswert von Reaktoren mit extrem niedriger Ausgangstemperatur ausgelesen. NO nimmt dadurch in der Expansionsphase so lange ab, bis die Grenzausgangstemperatur erreicht wird, bei der sämtliche Chemie per Definition stoppt. Die schlussendliche NO-Konzentration entspricht also der NO-Konzentration im Gleichgewichtszustand des letzten berechneten Reaktors.

Die Simulation mit zweiter Fortschrittsvariable löst nicht nur die für die NO-Entwicklung wichtige Zeitskala besser auf, der Look-up funktioniert auch anders. Anstelle eines Quellterms wird der NO-Konzentration selbst aus der Tabelle ausgelesen. Der Tabellenwert wird mit der NO-Konzentration in

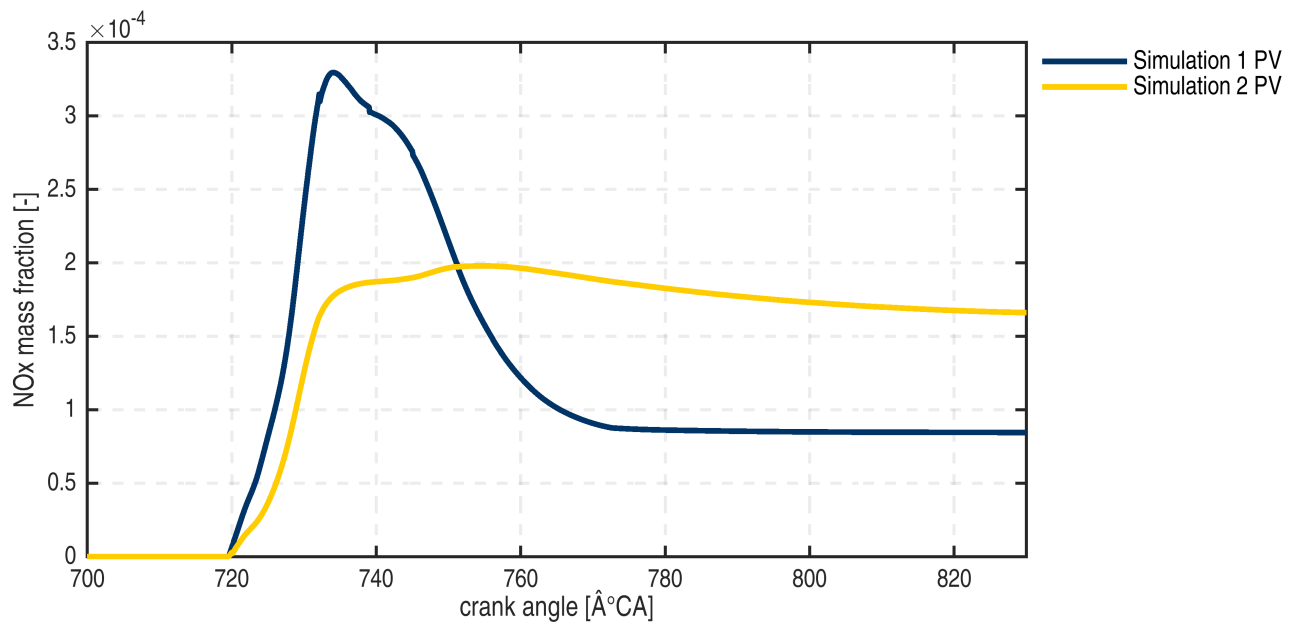


Abbildung 6.66: Stickstoffmonoxid-Verlauf für Einfacheinspritzung, mittlere Last, mittlere Drehzahl, hohe AGR

der CFD Simulation verglichen. Je nachdem ob der Tabellenwert höher oder niedriger ist als der Wert in der CFD Simulation, ergibt sich ein positiver oder negativer Quellterm für NO.

Insgesamt ergeben sich für die Simulation mit zweiter Fortschrittsvariable plausible Ergebnisse. Trotzdem ist der Fehler gegenüber der Messung mit mehr als $\pm 50\%$ noch groß. Für Fälle ohne AGR ist die NO-Konzentration zu niedrig, für Fälle mit hoher AGR ist die NO-Konzentration zu hoch. Der Trend kann also nicht richtig abgebildet werden. In Abbildung 6.67 ist eine 3D Ansicht eines Schnittes durch das Motorsegment mit Überlagerter Isofläche zu sehen. Der Schnitt zeigt in schwarz-weiß die lokale NO-Konzentration (NO) und überlagerte Isolinien der virtuellen Frischgastemperatur ($TVFG$). Der Ort der Isofläche wird durch den negativen Quellterm für die zweite Fortschrittsvariable ($SPV_{SRC} = -10$) definiert. Die Einfärbung der Isofläche erfolgt anhand der Fortschrittsvariablen PV . Es zeigt sich, dass die negativen Quellterme insbesondere in der Grenzschicht zwischen $PV = 1$ und $PV = 0.5$ auftreten. Durch die fälschlich rückwärtslaufende Fortschrittsvariable (Vgl. Kapitel 6.2.1) in dieser Grenzschicht wird demnach auch das Ergebnis für NO stark beeinflusst. Für Fälle ohne AGR ist die Grenzschicht sehr dünn und die Gradienten von PV sehr groß. In diesen Fällen ergeben sich sehr große Gebiete mit negativen Quelltermen für NO.

In Fällen mit hoher AGR ist die Grenzschicht dicker und die Gradienten von PV kleiner. Die Gebiete mit negativen Quelltermen für NO sind sehr viel schwächer ausgeprägt (Abb. 6.68).

Die rückwärtslaufende Fortschrittsvariable scheint also auch der Grund für die zu niedrigen NO-Konzentrationen in Fällen mit sehr wenig oder keiner AGR zu sein. Es könnte sein, dass die NO-Konzentration sobald dieser Fehler behoben ist, konsistent in allen Fällen überschätzt wird. Dadurch wäre der Fehler greifbarer und eventuell auch zu beheben. In dieser Arbeit werden keine weiteren Untersuchungen zur NO-Modellierung angestellt.

Ruß

Die Rußmodellierung als solche wird im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt, da für TABKIN FGM bisher kein fortschrittliches Rußmodell zur Verfügung steht. Es werden lediglich die Ergebnisse, die mit dem standardmäßig in TABKIN FGM integrierten kinetischen Rußmodell [4] erzielt werden, vorgestellt

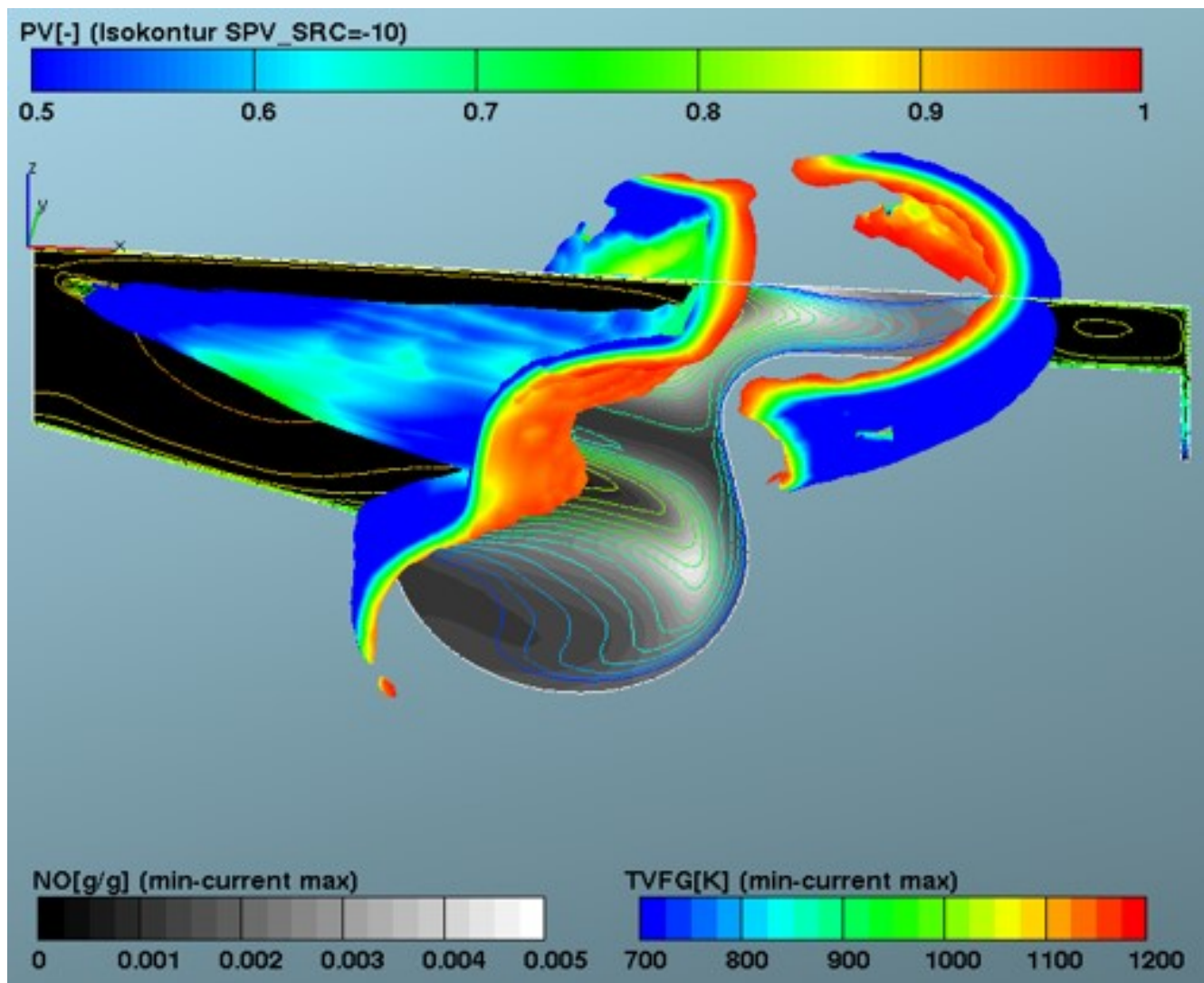


Abbildung 6.67: Stickstoffmonoxid-Verlauf für Einspritzung, mittlere Last, mittlere Drehzahl, keine AGR, für die Simulation mit einer und zwei Fortschrittsvariablen

und bewertet. Abbildung 6.69 zeigt, dass die Simulation die Rußbildung stark überschätzt. Der Trend über AGR hat in fast allen Fällen das richtige Vorzeichen, bildet aber die starke AGR Abhängigkeit nicht richtig ab.

Die Simulation der Rußemissionen führt noch zu keinem zufriedenstellenden Ergebnis. Sobald der Fehler durch die rückwärtslaufende Fortschrittsvariable behoben ist und Druckverlauf und Wärmefreisetzung richtig abgebildet werden, sollte eine ausführliche Prüfung der Ursachen und möglichen Verbesserungen erfolgen.

6.2.3 Fazit und Ausblick

Trotz der vielversprechenden Ergebnisse der Brennkammersimulation zeigen sich in der Motorsimulation erhebliche Fehler in der Übereinstimmung von Druckkurven und Emissionen. Die Hauptursache dafür scheint eine große Menge unverbrannten Kraftstoffs zu sein, der fälschlicher Weise in der Übergangsfläche von verbranntem Kraftstoff-Luftgemisch mit $PV \approx 1$ zur Umgebenden Luft mit $PV = 0$ entsteht. In dieser Übergangsfläche tritt für Fälle mit niedriger AGR ein starker negativer Quellterm für NO

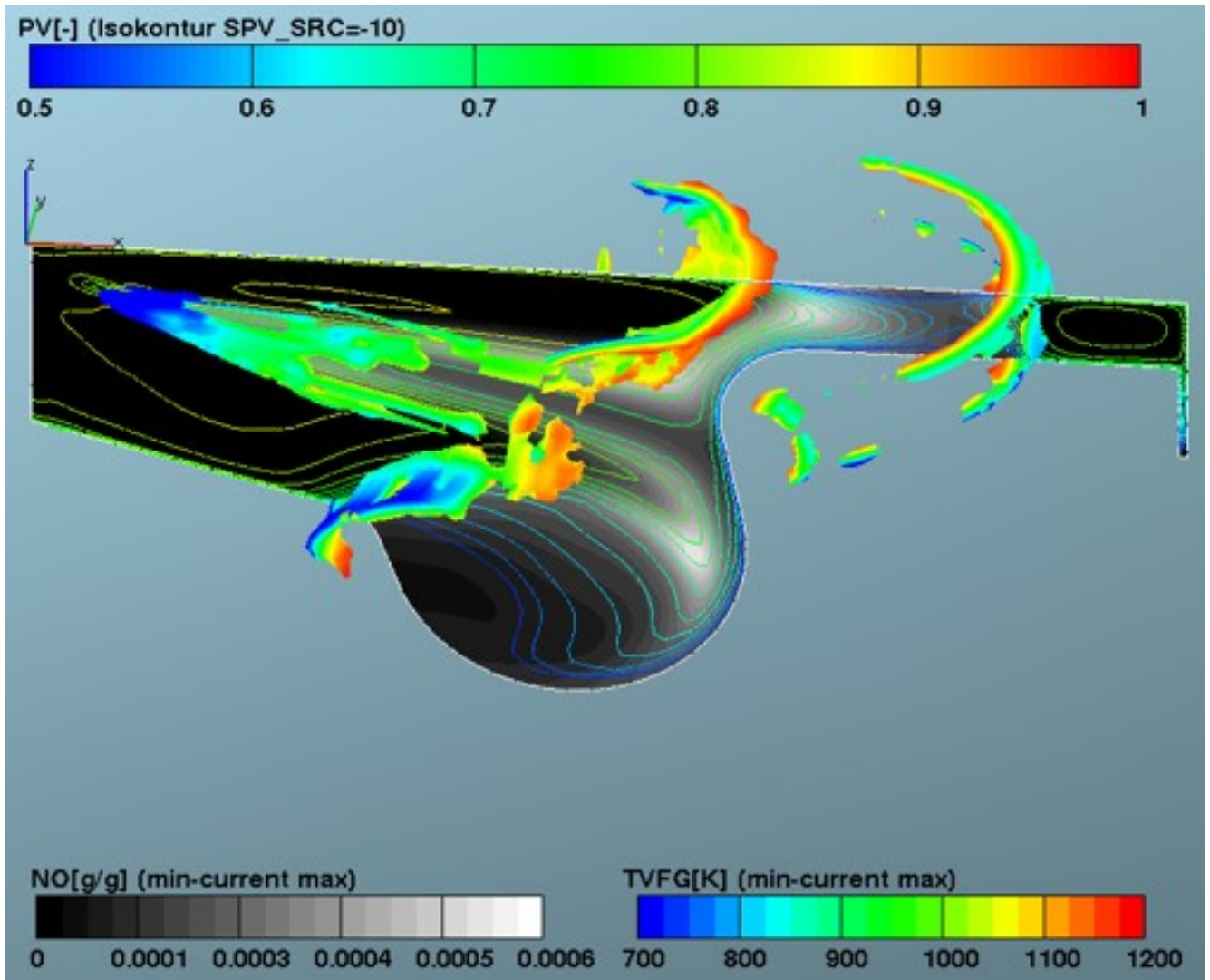


Abbildung 6.68: Stickstoffmonoxid-Verlauf für Einfacheinspritzung, mittlere Last, mittlere Drehzahl, hohe AGR, für die Simulation mit einer und zwei Fortschrittsvariablen

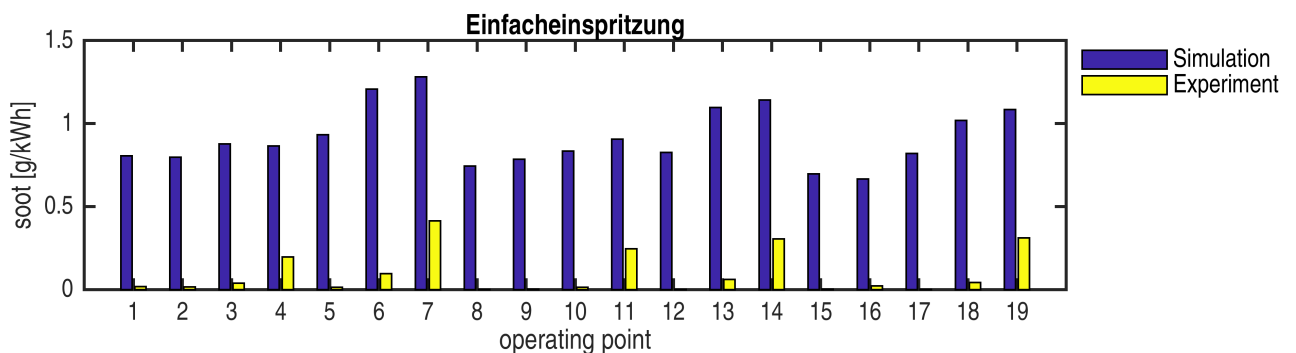


Abbildung 6.69: Ruß Vergleich der Simulation mit dem Experiment

auf, der für eine deutliche Unterschätzung der integralen NO Emissionen in diesen Fällen führt. Für Fälle mit hoher AGR sind die Gradienten im Übergang zwischen $PV \approx 1$ und $PV = 0$ kleiner und es

treten kaum negativer Quellterm für NO auf. Eine Möglichkeit diesem Problem zu begegnen könnte eine nicht normalisierte Fortschrittsvariable sein, die in Bereichen kleiner Z ebenfalls nur sehr kleine maximale Werte annimmt. Die Rußsimulation liefert keine überzeugenden Ergebnisse. Der Grund hierfür ist vermutlich eine Kombination aus schlechter Wiedergabe des Druck- und Temperaturverlaufs im Zylinder und das wenig fortschrittliche Rußmodell. Für zukünftige Motorsimulationen mit FGM muss zunächst das Problem mit dem Übergang zwischen verbrannten und unverbrannten Bereichen behoben werden. Im Anschluss kann auch die Modellierung der Emissionen näher untersucht, bewertet und verbessert werden.

7 Zusammenfassung, Fazit und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurden verschiedene Schritte unternommen, um die Simulation der dieselmotorischen Wirkkette zu validieren. Als Ausgangssituation stand eine Toolkette zur Verfügung, die die Wirkkette vom Injektor bis zur inerten Spraybildung gut abbildet.

Setup des Brennkammer Experiments

Für eine umfangreiche Validierung der Simulation hinsichtlich Spraybildung, Zündung und Flammenstruktur wurden Brennkammerversuche in Anlehnung an das ECN SprayB durchgeführt und passende Auswertestrategien entwickelt. Die Ergebnisse wurden mit den Referenzdaten aus dem ECN Workshop verglichen. Für die meisten Fälle zeigte sich eine gute Übereinstimmung der mit Schlierentechnik aufgenommenen Dampfeindringkurven. In Fällen mit sehr kleiner Dichte erwies sich der verwendete Messaufbau allerdings als nicht sensibel genug. Die flüssige Eindringtiefe wurde im eigenen Mie-Streulicht Experiment grundsätzlich kürzer ermittelt als im Referenzfall. Die Sensitivität des Messaufbaus war demnach auch hier kleiner als für die Referenzstudien. Für die Bewertung von Zündung und Flammenstruktur wurden Farbkameraaufnahmen des Flammenleuchtens ausgewertet. Es ergaben sich konsistente Ergebnisse, die mit einer frühen Phase der Verbrennung (blaues Leuchten) oder einer späteren, rußenden Verbrennung (grünes Leuchten) korrelieren. Es werden Versuche mit unterschiedlichen Kammer- und Einspritzbedingungen, Kraftstoffen (nDodekan und Diesel) und Einfach- und Mehrfacheinspritzungen durchgeführt und ausgewertet. Schlüsselement der Auswertemethodik ist die Erstellung eines Ersatzbildes aus jedem Video und die Bestimmung eines repräsentativen Ersatzbilds für den Vergleich mit der Simulation. Alle Vergleichsgrößen werden aus diesen Ersatzbildern abgeleitet.

Setup der Simulation

Für die Simulation wird der 3D-CFD Code FIRE der AVL List GmbH in Kombination mit TABKIN FGM als Verbrennungsmodell und einer Toolkette, die die spritzlochaufgelöste Strömungsinitialisierung ermöglicht, verwendet. Im Fall der Motorsimulationen werden zusätzlich die Rand- und Anfangsbedingungen mit GT-Power bestimmt. Das Verbrennungsmodell basiert auf einem tabellierten Flamelet Ansatz. Die Flammenstruktur wird dabei unabhängig vom Strömungsfeld auf Grundlage von homogene Reaktor Gleichungen gelöst und in Look-up Tabellen gespeichert. Zusätzlich zu den üblichen Transportgleichungen werden Transportgleichungen für den Mischungsbruch Z , dessen Varianz Z''^2 und die Fortschrittsvariable PV im CFD Code gelöst. Der Quellterm für die Fortschrittsvariable PV_{SRC} wird mithilfe von Look-up Parametern aus der Tabelle ausgelesen. Die Turbulenz-Chemie Interaktion wird mit einem β -PDF Ansatz berücksichtigt.

Im Zuge dieser Arbeit wurde eine Diskretisierungsstudie durchgeführt, um sicherzustellen, dass durch die Interpolation zwischen Tabellenwerten in keinem der untersuchten Brennkammerfälle ein gravierender Fehler entstehen kann. Es wurde gezeigt, dass es keine Stützstellen im Bereich zwischen $0 < Z < 0.005$ geben darf und dass eine Verfeinerung im Anfangsbereich von PV nicht sinnvoll ist, da sonst aus der Normierung der Fortschrittsvariable entstandene Relikte zu große Quellterme der Fortschrittsvariable und damit frühzeitige Zündung verursachen.

Die so entstandene Diskretisierungsstrategie wurde für alle Simulationen dieser Arbeit genutzt. Einzig die Temperaturdiskretisierung für Motorsimulationen wurde automatisiert für jeden Einzelfall optimiert.

Ergebnisse Brennkammer - Gemischbildung, Zündung und Verbrennung

Das Ziel des Brennkammerabgleichs war die Validierung der Simulation - die Beantwortung der Frage unter welchen Bedingungen die Simulation in der Lage ist, die charakteristische Entwicklung von Spray, Zündung und Flammenstruktur für verschiedene motorrelevante Bedingungen abzubilden. Es konnte

gezeigt werden, dass Einzeleinspritzungen mit n-Dodekan und Diesel für fast alle Kammerbedingungen sehr gut von der Simulation wiedergegeben werden. Die Fälle, in denen die Simulation nicht validiert werden konnte betreffen

- kleine Kammertemperaturen ($T_{Kammer} < 850K$)
- kleine Sauerstoffkonzentrationen ($X_{O_2Kammer} < 12\%$) und
- kleine Dichten ($\rho_{Kammer} < 15.2kg/m^3$)

Der Einfluss der Initialisierung wurde anhand eines Vergleichs der Simulationsergebnisse mit spritzlochaufgelöster Initialisierung gegenüber massenratengestützter Initialisierung untersucht. Dabei ergeben sich in beiden Fällen die gleichen Eindringtiefen für die Flüssig- und die Dampfphase. Die Zündverzüge und Flammenabhebehöhen unterschieden sich jedoch deutlich. In zukünftigen Untersuchungen von Spray-simulationen sollte daher berücksichtigt werden, dass die korrekte Abbildung verschiedener Eindringtiefen keine ausreichende Grundlage für eine Validierung darstellt. Für die Simulation der Dieselgasphase wird ein Surrogat aus n-Dodekan und p-Xylen eingesetzt. Das Surrogat erweist sich als geeignet.

Die Untersuchung der Simulation von Mehrfacheinspritzungen zeigte neben der korrekt wiedergegebenen stark verkürzten ersten Einspritzung und des inerten Sprays der Folgeinspritzungen auch einen Defizit bei der Modellierung der Zündung der zweiten und dritten Einspritzung. Beide Einspritzung erfolgen in einen Bereich erhöhter Temperaturen, verringerter Sauerstoffkonzentrationen und erhöhter Fortschrittsvariablen $PV \approx 1$. In der Simulation mit dem verwendeten FGM Ansatz erfolgt die Zündung sofort durch die Mischung. Dadurch ergeben sich insbesondere für

- kleine Kammertemperaturen ($T_{Kammer} < 1000K$) und
- kleine Sauerstoffkonzentrationen ($X_{O_2Kammer} < 21\%$) und
- kleine Dichten ($\rho_{Kammer} < 22.8kg/m^3$)

zu kleine Zündverzüge und die Simulation kann nicht validiert werden.

Ausgehend von den Ergebnissen der Brennkammersimulation wurde davon ausgegangen, dass in den meisten Fällen Zündung und Flammenstruktur auch in den anschließend durchgeführten Motorsimulationen gut abgebildet werden. Lediglich Motorsimulationen mit Mehrfacheinspritzungen in Betriebspunkten mit Piloteinspritzung sind kritisch zu betrachten. Besondere Vorsicht ist dabei in Lastpunkten mit niedriger Last auf Grund niedriger Temperaturen und Drücke geboten.

Ergebnisse Motor - Verbrauch und Schadstoffe

Trotz der vielversprechenden Ergebnisse der Brennkammersimulation zeigt sich in der Motorsimulation eine schlechte Übereinstimmung von Druckkurven und Emissionen. Die Hauptursache dafür scheint eine große Menge unverbrannten Kraftstoffs zu sein, der fälschlicher Weise in der Übergangsfläche von verbranntem Kraftstoff-Luftgemisch mit $PV \approx 1$ zur umgebenden Luft mit $PV = 0$ entsteht. In dieser Übergangsfläche läuft PV sozusagen rückwärts. In Fällen mit niedriger AGR führt dies zu starken negativen Quelltermen für NO in der Übergangsfläche. Das führt zu einer deutlichen Unterschätzung der integralen NO Emissionen in diesen Fällen. Für Fälle mit hoher AGR ist der Übergang zwischen $PV \approx 1$ und $PV = 0$ weniger hart und es treten kaum negativer Quellterm für NO auf. Eine Möglichkeit diesem Problem zu begegnen könnte eine nicht normalisierte Fortschrittsvariable sein, die in Bereichen kleiner Z ebenfalls nur sehr kleine maximale Werte annimmt. Die Rußsimulation liefert keine überzeugenden Ergebnisse. Der Grund hierfür ist vermutlich eine Kombination aus schlechter Wiedergabe des Druck- und Temperaturverlaufs im Zylinder und das wenig fortschrittliche Rußmodell. Für zukünftige Motorsimulationen mit FGM muss zunächst das Problem mit dem Übergang zwischen verbrannten und unverbrannten Bereichen behoben werden. Im Anschluss kann auch die Modellierung der Emissionen näher untersucht, bewertet und verbessert werden. Bevor die dieselmotorische Simulation mit FGM für

Optimierungsaufgaben herangezogen werden kann, muss eine weitere ausführliche Validierung erfolgen. Dafür bietet es sich an, auf der in dieser Arbeit erarbeiteten Basis aufzubauen. Sowohl die experimentellen Ergebnisse und ihre Interpretation als auch das Setup der Simulation inklusive der Automatisierung der Toolkette können für zukünftige Arbeiten übernommen werden.



Literaturverzeichnis

- [1] A. Adam. Bestimmung der Kraftstoffdampfkonzentration in einem Dieselspray in einer Hochdruck-Hochtemperatur-Brennkammer mittels Rayleighstreuung. 2012.
- [2] P Adomeit u. a. Laser optical diagnostics and numerical analysis of HSDI combustion systems. In: Proceedings of conference on thermo-and fluid dynamic processes in diesel engines, Thiesel 2004. 2004, S. 331.
- [3] G. L. Agafonov u. a. Kinetic Modeling of Solid Carbon Particle Formation and Thermal Decomposition during Carbon Suboxide Pyrolysis behind Shock Waves. In: Combust. Sci. and Techn. 174 (2002), S. 1–29.
- [4] G.L. Agafonov u. a. Kinetic modeling of solid carbon particle formation and thermal decomposition during carbon suboxide pyrolysis behind shock waves. In: Combustion science and technology 174.5–6 (2002), S. 185–213.
- [5] A. Agarwal und D. N. Assanis. Multi-dimensional modeling of natural gas ignition under compression ignition conditions using detailed chemistry. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 1998.
- [6] J. Appel, H. Bockhorn und M. Frenklach. Kinetic Modeling of Soot Formation with Detailed Chemistry and Physics: Laminar Premixed Flames of C2 Hydrocarbons. In: Combust. Flame 121.1–2 (2000), S. 122–36.
- [7] GmbH AVL List. AVL FIRE Emission Module manual. 2013.
- [8] B. Balewski. Experimental Investigation of the influence of Nozzle-Flow Properties on the Primary Spray Breakup. Diss. TU Darmstadt, 2010.
- [9] B. Balewski, B. Heine und C. Tropea. In: International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Vail, Colorado USA. 2009.
- [10] H. Barths, C. Antoni und N. Peters. Three-Dimensional Simulation of Pollutant Formation in a DI-Diesel Engine Using Multiple Interactive Flamelets. In: SAE Technical Paper 982459 (1998).
- [11] H. Barths, C. Hasse und N. Peters. Computational fluid dynamics modelling of non-premixed combustion in direct injection diesel engines. In: International Journal of Engine Research 54.2 (2000), S. 249–267.
- [12] H. Barths, H. Pitsch und N. Peters. 3D Simulation of DI Diesel Combustion and Pollutant Formation Using a Two-Component Reference Fuel. In: Oil and Gas Science and Technology - Rev. IFP 1.3 (1999), S. 233–244.
- [13] S. Bhattacharjee und D. C. Haworth. Simulations of transient n-heptane and n-dodecane spray flames under engine-relevant conditions using a transported PDF method. In: Combustion and Flame 160.10 (2013), S. 2083–2102.
- [14] R. Bilger. The structure of turbulent non-premixed flames. In: Proc. Combust. Inst. 22 (1988), 475–488.
- [15] V Bykov und U Maas. Extension of the ILDM method to the domain of slow chemistry. In: Proceedings of the Combustion Institute 31.1 (2007), S. 465–472.
- [16] V. Bykov und U Maas. Problem adapted reduced models based on Reaction–Diffusion Manifolds (REDIMs). In: Proceedings of the Combustion Institute 32.1 (2009), S. 561–568.
- [17] V Bykov und U Maas. The extension of the ILDM concept to reaction–diffusion manifolds. In: Combustion Theory and Modelling 11.6 (2007), S. 839–862.

-
- [18] O. Colin und A. Benkenida. The 3-zones extended coherent flame model (ECFM3Z) for computing premixed/diffusion combustion. In: *Oil & Gas Science and Technology* 59.6 (2004), S. 593–609.
- [19] J. Dec. A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. In: *SAE Technical Paper* 970873 (1997).
- [20] G. D’Errico u. a. Combustion Modeling in Heavy Duty Diesel Engines Using Detailed Chemistry and Turbulence-Chemistry Interaction. *Techn. Ber. SAE Technical Paper*, 2015.
- [21] G. D’Errico u. a. Comparison of well-mixed and multiple representative interactive flamelet approaches for diesel spray combustion modelling. In: *Combustion Theory and Modelling* 18.1 (2014), S. 65–88.
- [22] F. Fischer. Primary breakup model considering the spray core development. *Diss. ETH Zürich*, 2011.
- [23] F. Fischer, B. Heine und C. Tropea. Primary breakup model considering spray core development. In: *ILASS Europe 2010, 23rd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Brno, Czech Republic. 2010.
- [24] O. Gicquel, N. Darabiha und D. Thévenin. Liminar premixed hydrogen/air counterflow flame simulations using flame prolongation of ILDM with differential diffusion. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 28.2 (2000), S. 1901–1908.
- [25] C. Hasse. Scale-resolving simulations in engine combustion process design based on a systematic approach for model development. In: *Journal of Engine Research* 17 (2016), S. 44–62.
- [26] C. Hasse und N. Peters. A Two Mixture Fraction Based Flamelet Model Applied to Split Injections in a DI Diesel Engine. In: *Proc. Combust. Inst.* 30 (2005), S. 2755–2762.
- [27] C. Hasse und N. Peters. Modelling of Ignition Mechanisms and Pollutant Formation in Direct-Injection Diesel Engines with Multiple Injections. In: *Intern. Journal of Engine Research* 6 (2005), S. 231–246.
- [28] M. Ihme, C. M. Cha und H. Pitsch. Prediction of local extinction and re-ignition effects in non-premixed turbulent combustion using a flamelet/progress variable approach. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 30.1 (2005), S. 793–800.
- [29] Y. Jung u. a. Assessment of the Ignition and Lift-off Characteristics of a Diesel Spray with a Transient Spreading Angle. In: *SAE International Journal of Engines* (Sep. 2015).
- [30] Y. Jung u. a. Measurement of Liquid and Vapor Penetration of Diesel Sprays with a Variation in Spreading Angle. In: *SAE Technical Paper*, (Apr. 2015).
- [31] T. Kitamura u. a. Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuels based on the dependence of the equivalence ration and temperature on soot particle formation. In: *International Journal of Engine Research* 3.4 (2002), S. 223–248.
- [32] H. Lehtiniemi u. a. Modeling diesel spray ignition using detailed chemistry with a progress variable approach. In: *SAE Technical Paper* 3855 (Jan. 2005).
- [33] U. Maas und S. B. Pope. Simplifying chemical kinetics: intrinsic low-dimensional manifolds in composition space. In: *Combustion and flame* 88.3-4 (1992), S. 239–264.
- [34] F. Mauß, D. Keller und N. Peters. A lagrangian simulation of flamelet extinction and re-ignition in turbulent jet diffusion flames. In: *Symposium (International) on Combustion*. Bd. 23. 1. Elsevier. 1991, S. 693–698.
- [35] M. Mehl u. a. Chemical Kinetic Modeling of Substituted Aromatics. In: *Fifth European Combustion Meeting (ECM2011)*. 2011.
- [36] F. Migliorini u. a. Analysis of chemiluminescence measurements by grey-scale ICCD and colour digital cameras. In: *Measurement Science & Technology* 25.5 (Mai 2014), S. 055202. ISSN: 09570233.

-
- [37] M. Musculus. Multiple simultaneous optical diagnostic imaging of early-injection low-temperature combustion in a heavy-duty diesel engine. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2006.
- [38] Engine Combustion Network. ECN Homepage SprayB Nozzle Geometry. In: <https://ecn.sandia.gov/diesel-spray-combustion/target-condition/spray-b-nozzle-geometry/> (2018). [Online; accessed 2018-09-26].
- [39] T. Pauer. Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung: Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und Entflammung. 2001.
- [40] Y. Pei, E. R. Hawkes und S. Kook. A comprehensive study of effects of mixing and chemical kinetic models on predictions of n-heptane jet ignitions with the PDF method. In: Flow, turbulence and combustion 91.2 (2013), S. 249–280.
- [41] Y. Pei u. a. A Multi-Component Blend as a Diesel Fuel Surrogate for Compression Ignition Engine Applications. In: ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. 2014.
- [42] N. Peters. Laminar diffusion flamelet models in non-premixed turbulent combustion. In: Progress in energy and combustion science 10.3 (1984), S. 319–339.
- [43] N. Peters. Turbulent combustion. Cambridge university press, 2000.
- [44] L. M. Pickett u. a. Comparison of Diesel Spray Combustion in Different High-Temperature, High-Pressure Facilities. en. In: SAE International Journal of Engines 3.2 (Okt. 2010), S. 156–181. ISSN: 1946-3944.
- [45] C. D. Pierce und P. Moin. Progress-variable approach for large-eddy simulation of non-premixed turbulent combustion. In: Journal of fluid Mechanics 504 (2004), S. 73–97.
- [46] H. Pitsch, H. Barths und N. Peters. Three-dimensional modeling of NO_x and soot formation in DI-diesel engines using detailed chemistry based on the interactive flamelet approach. In: SAE Technical Paper 962057 (1996).
- [47] S. B Pope. Computationally efficient implementation of combustion chemistry using in situ adaptive tabulation. In: Taylor & Francis (1997).
- [48] S.B. Pope. Transport equation for the joint probability density function of velocity and scalars in turbulent flow. In: The Physics of Fluids 24.4 (1981), S. 588–596.
- [49] S. M. Sarathy u. a. Comprehensive chemical kinetic modeling of the oxidation of 2-methylalkanes from C₇ to C₂₀. In: Combust. Flame 158.12 (2011), S. 2338–2357.
- [50] A. Schubinger. Untersuchungen zur Russbildung und -oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung, Thermodynamische Kenngrößen, Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie. Diss. TU Darmstadt, 2001.
- [51] A. Seelig. Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Flamme-Wand-Interaktion auf die Kolbentemperatur eines 1-Zylinder Dieselmotors mittels transienter Oberflächentemperaturmessungen. 2018.
- [52] S. Singh, R. Reitz und M. Musculus. Comparison of the characteristic time (CTC), representative interactive flamelet (RIF), and direct integration with detailed chemistry combustion models against optical diagnostic data for multi-mode combustion in a heavy-duty DI diesel engine. Techn. Ber. SAE technical paper, 2006.
- [53] M. Stahl. Experimentelle und numerische Untersuchung des primären Strahlzerfalls von Druckzerstäubern. Diss. TU Darmstadt, 2008.
- [54] F. Tap und P. Schapotschnikow. Efficient combustion modeling based on Tabkin® CFD look-up tables: a case study of a lifted diesel spray flame. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2012.

-
- [55] R. Tatschl und P. Priesching. 3D-CFD Simulation of DI-Diesel engine combustion and pollutant formation. In: University of Pitesti scientific bulletin faculty of mechanics and technology automotive series 20 (2009).
 - [56] J. A. Van Oijen, F. A. Lammers und L. P. H. De Goey. Modeling of complex premixed burner systems by using flamelet-generated manifolds. In: Combustion and Flame 127.3 (2001), S. 2124–2134.
 - [57] DieselNet Website. Phi-T Map. In: https://www.dieselnet.com/tech/diesel_combustion_spray.php (2019).
 - [58] G. Zizak. Flame emission Spectroscopy: Fundamentals and Applications. Nov. 2000.